



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VYTÁPĚNÍ RODINNÉHO DOMU S VNITŘNÍM BAZÉNEM.

DESIGN OF HEATING SYSTEM FOR FAMILY HOUSE.

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PETR FIŠER

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KATOLICKÝ, Ph.D.

BRNO 2008

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vypracoval samostatně bez cizí pomoci. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury, uvedené v seznamu.

V Brně dne 23.5.2008

.....
podpis

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce Ing. Jaroslavu Katolickému, Ph.D. za odborné vedení a vstřícný přístup při zpracování diplomové práce.

V Brně dne 23.5.2008

.....
podpis

Anotace

Zadáním mé diplomové práce je navrhnout otopný systém rodinného domu. Zdrojem tepla pro vytápění je tepelné čerpadlo, které odebírá teplo z plošného kolektoru.

Annotation

The assignment of my diploma thesis is to design the family house heating system. The source of energy is heat pump for heating which takes heat from areal collector.

OBSAH

1. SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN	7
2. PODKLADY A CÍLE PRÁCE	10
3. TEORETICKÁ ČÁST	13
3.1 TEPELNĚ TECHNICKÉ HODNOCENÍ KONSTRUKCE	13
3.1.1 Nejnižší vnitřní povrchová teplota konstrukce	13
3.1.2 Součinitel prostupu tepla a tepelný odpor konstrukce	14
3.1.3 Zkondenzované množství vodní páry uvnitř konstrukce	14
3.2 VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT	15
3.2.1 Tepelná ztráta prostupem tepla	15
3.2.2 Tepelná ztráta větráním	16
3.2.3 Celková tepelná ztráta	17
3.3 HYDRAULICKÝ VÝPOČET SYSTÉMU	17
3.3.1 Výpočet tlakových ztrát	17
3.3.1.1 Hmotnostní a objemový průtok, rychlost proudění	17
3.3.1.2 Tlaková ztráta třením	18
3.3.1.3 Tlakové ztráty vřazenými odpory	19
3.3.1.4 Celková tlaková ztráta	20
3.4 PŘEPOČET VÝKONU OTOPNÝCH TĚLES	20
3.4.1 Opravný součinitel na odlišný hmotnostní průtok	20
3.4.2 Opravný součinitel na připojení otopného tělesa	20
3.4.3 Opravný součinitel na úpravu okolí	21
3.4.4 Opravné součinitele na úpravu okolí pro článková otopná tělesa	22
3.4.5 Opravný součinitel na odlišné umístění tělesa ve vytápěném prostoru	23
3.4 OTOPNÝ SYSTÉM DOMU	23
3.5 TEPELNÉ ČERPADLO, PRINCIP FUNKCE	24
3.5.1 Půda	26
3.5.2 Vzduch	28
3.5.3 Voda	30
3.6 PODLAHOVÉ VYTÁPĚNÍ	32
3.6.1 Podlahové vytápění-základní výpočtové vztahy	32
3.6.2 Beton (na bázi cementu)	36
3.6.3 Anhydritová směs síranu vápenatého	36
3.7 TEPELNÉ IZOLACE	37
3.7.1 Vyhláška 193//2007 sb.	37
3.7.2 Vyhláška č. 193/2007	39
3.8 REGULAČNÍ ARMATURY	39
3.8.1 Průtokový součinitel K_v	39
3.9 HLUK V OTOPNÉ SOUSTAVĚ	40

4.VÝPOČTOVÁ ČÁST	41
4.1 PŘEHLED KONSTRUKCÍ	41
4.2 VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT BUDOVY	46
4.3 VOLBA TOPNÉHO SYSTÉMU	47
4.5 NÁVRH VELIKOSTI OTOPNÝCH TĚLES.....	50
4.7 NÁVRH ZDROJE TEPLA	51
4.7.1 Tepelná čerpadla.....	51
4.7.1 Volba výkonu tepelného čerpadla	51
3.7.1.1 Vyběr modelu	52
4.7.2 Návrh velikosti kolektorů tepelného čerpadla.....	53
3.7.3 Návrh velikosti akumulční nádoby	55
4.7.4 Návrh ohřevu teplé užitkové vody	56
4.7.5 Návrh ohřevu bazénové vody	57
4.7.6 Návrh ohřevu vzduchotechniky bazénu	58
4.7.7 Elektrokotel	58
4.8 NÁVRH ČERPADEL	59
4.9 NÁVRH EXPANZNÍ NÁDOBY	66
3.10 VÝPOČET POJISTNÉHO VENTILU	66
4.11 NÁVRH SMĚŠOVACÍ VENTILU	67
4.12 REGULAČNÍ ARMATURA	68
4.13 DOPLŇOVACÍ ZAŘÍZENÍ, DÁVKOVÁNÍ CHEMIKálií.....	70
4.14 PROVOZ OTOPNÉ SOUSTAVY	71
4.15 VÝPOČET SPOTŘEBY TEPLA NA VYTÁPĚNÍ A OHŘEV TEPLÉ UŽITKOVÉ VODY.....	71
4.15.1 Teplo pro vytápění.....	71
4.15.1.1 Teoretická spotřeba tepla	71
4.15.1.2 Skutečná spotřeba tepla	72
4.15.1.3 Spotřeba energie	72
4.15.2 Spotřeba tepla na ohřev TUV.....	73
4.16 POROVNÁNÍ NÁKLADŮ NA VYTÁPĚNÍ PODLE DRUHU PALIVA	73
4.ZÁVĚR.....	75
5.POUŽITÁ LITERATURA	76

1. Seznam použitých veličin

Označení	Název	Jednotka
A	nejvyšší provozní tlak	Pa
B	charakteristické číslo budovy	$\text{Pa}^{0,67}$
b	šířka	m
c_p	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
C_λ	měrný hydraulický odpor (třecí)	$\text{Pa}/(\text{m}^3.\text{s}^{-1})$
C_ξ	měrný hydraulický odpor (místní)	$\text{Pa}/(\text{m}^3.\text{s}^{-1})$
d	počet dnů topného období	-
d	průměr potrubí	m
d_o	průměr sedla ventilu	m
d_p	průměr pojistného potrubí	m
E	spotřeba energie	Wh
F_b	plocha vodní hladiny	m^2
h	výška	m
i_{LV}	součinitel spárové průvzdušnosti	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}.\text{Pa}^{-0,67}$
k	drsnost potrubí	m
k_v	hodnota ventilu	$\text{m}^3.\text{h}^{-1}, \text{m}^3.\text{s}^{-1}$
l	délka úseku potrubí	m
L	délka	m
L	délka spár	m
M	charakteristické číslo místnosti	-
M	hmotnostní průtok	$\text{kg.h}^{-1}, \text{kg.s}^{-1}$
n	počet	-
n	poměr průřezů	-
n_h	intenzita výměny vzduchu	h^{-1}
p	přirážka	-
p_1	nejnižší provozní tlak	Pa
p_1	přirážka na vliv chladných stěn	-
p_2	přirážka na urychlení zátoku	-
p_3	přirážka na světovou stranu	-
p	tlak, přetlak	Pa
Δp	tlakový rozdíl, tlaková ztráta	Pa
Q	tepelný výkon	W
Q	spotřeba tepla	J
R	tepelný odpor konstrukce	$\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$
R	měrná tlaková ztráta třením	Pa.m^{-1}
Re	Reynoldsovo číslo	-
s	tloušťka vrstvy	m
S	průtočný průřez	m^2
S_o	průřez sedla ventilu	m^2
t	teplota	$^{\circ}\text{C}$
Δt	rozdíl teplot	K
U	součinitel prostupu tepla	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
V	objemový průtok	$\text{m}^3.\text{h}^{-1}, \text{m}^3.\text{s}^{-1}$
Označení	Název	Jednotka

V	objem vody v systému	m ³
Δv	poměrná změna objemu	- , %
w	rychlost proudění	m.s ⁻¹
α	součinitel přestupu tepla	W.m ⁻² .K ⁻¹
α_v	výtokový součinitel ventilu	-
λ	součinitel tepelné vodivosti	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
λ	součinitel tření	-
μ	průtokový součinitel	-
η	účinnost	- , %
η	dynamická viskozita	N.s.m ⁻²
Θ	teplota	°C
ρ	hustota	kg.m ⁻³
σ	teplotní spád	K
ν	kinematická viskozita	m ² .s ⁻¹
τ	čas	s, min
ξ	součinitel místního odporu	-
Index	Význam	
1	vstupní; přívodní	
2	výstupní; zpětný	
C; c; celk.	celkový, celková	
č	čerpadla	
d	dynamický	
e	venkovní, vnější	
e	expanzní nádoby	
h	hodinový	
i	i-tá vrstva	
i	vnitřní	
j	j-tá vrstva	
l	délkový	
L	délkový	
max	maximální	
min	minimální	
n	n-tý	
N	výpočtový; požadovaný	
o	základní - prostupem tepla	
o	vody v systému	
p	přívodní	
p	prostupem tepla	
p	pojistný	
R; λ	třením	
s	stěny	
Si	vnitřní povrchová	
Si,N	požadovaná vnitřní povrchová	
Si,cr	kritická vnitřní povrchová	
skut.	skutečná	
svL	studené vody - v létě	

svZ	studené vody - v zimně
TUV,d	pro ohřev TUV - denní
TUV,r	pro ohřev TUV - roční
v	větráním
v	vypařené
vh	větráním, infiltrací
vp	větráním , hygienický
w	vody
z	zisky
Z; ξ	místními odpory
zdr	zdroje

2.PODKLADY A CÍLE PRÁCE

Pro zpracování diplomové práce jsem měl jako podklady k dispozici :

- Stavební výkresy jednotlivých podlaží
- Stavební řezy objektem
- Umístění budovy vzhledem ke světovým stranám
- Umístění budovy dle oblasti-Bruntál, n.v. 550 m
- Údaje o účelu jednotlivých místností
- Složení jednotlivých stavebních konstrukcí
- Zadání zdroje tepla tj. tepelné čerpadlo ,plošný kolektor,zemina normální
- výkon vzduchotechniky bazénu je 11.9 kW
- Programové vybavení firmy Protech tj. programy na výpočet
Posuzování stavebních konstrukcí
Tepelných ztrát
Dimenzování otopných soustav
Výpočet podlahového vytápění
- Výpočetní programy volně dostupné na internetu www.tzb-info.cz
- ČSN-EN a literaturu viz část 5. Použitá literatura

Cílem mé diplomové práce je navrhnout otopný systém rodinného domu. Jako zdroj tepla jsem dostal zadané použít tepelné čerpadlo. Tepelná čerpadla se řadí mezi alternativní zdroje energie. Odjímané teplo z okolního prostředí (vody, vzduchu nebo země), převádějí ho na vyšší teplotní hladinu a následně umožňují teplo účelně využít pro vytápění nebo ohřev vody. V zahraničí je tento způsob vytápění naprosto běžný již několik desítek let, největší zkušenost s touto technologií mají ve Švédsku. Většímu rozšíření tepelných čerpadel u nás brání poměrně vyšší ceny energií, které prodlužují ekonomickou návratnost při vyšších pořizovacích nákladech. Nutná počáteční investice ve výši přibližně 200 - 500 tisíc Kč je

následně vyvážena velmi nízkými provozními náklady. Tepelná čerpadla jsou jedním ze státem podporovaných zdrojů energie. Na instalaci tepelných čerpadel lze získat dotaci od Státního fondu životního prostředí. V současné době jsou ale podmínky pro získání dotace nastaveny hodně přísně. Při snaze dodržet tyto podmínky nastává opět problém s ekonomickou návratností. Dalším způsobem podpory tepelných čerpadel je vytvoření zvláštní výhodné sazby za elektrickou energii. Nízká sazba 2,157 Kč/kWh platí po dobu 20 hodin denně a vztahuje se na veškerý odběr elektřiny v domácnosti. Měsíční paušál za elektřinu je také nižší než u ostatních sazeb. Tím také dochází k poměrně značným úsporám za odběr elektřiny pro celou domácnost.

Pro vytápění rodinného domu jsem zvolil kombinaci podlahové topení a topení otopnými tělesy. Pro podlahové vytápění platí, že při použití převážně sálavého vytápění je střední teplota ploch omezujících vytápěný prostor vyšší než teplota vzduchu. Menší část tepla je tedy předávána do vytápěného prostoru konvekcí vnitřnímu vzduchu. Větší část pak přechází sáláním přímo bez účasti vzduchu na ostatní nevytápěné plochy prostoru. Vertikální teplotní profil při tomto způsobu vytápění je rovnoměrný a blíží se ideálnímu stavu. Otopná tělesa jsem zde navrhoval kvůli rychlému zátoku a na pokrytí ztrát kde nestačilo pokrýt podlahové vytápění veškeré ztráty.

Objekt leží v městě Bruntál, (na severní Moravě) a je samostatně stojící.

- počet dnů v topném období pro $t_{em}=12^{\circ}\text{C}$: 255 dní
- střední venkovní teplota v topném období : 2.7°C
- otopný systém teplovodní : $55/45^{\circ}\text{C}$ otopná tělesa
- otopný systém teplovodní : $40/31,4^{\circ}\text{C}$ podlahové vytápění
40/32,6 $^{\circ}\text{C}$ podlahové vytápění
- nadmořská výška : 546 m



Obr.1 Fotka navrhovaného domu [Materiály firmy Plyko]



Obr.2 Fotka navrhovaného domu [Materiály firmy Plyko]

3. Teoretická část

3.1 Tepelně technické hodnocení konstrukce

Tepelně technické požadavky pro navrhování a ověřování budov s požadovaným stavem vnitřního prostředí při jejich užívání stanovuje norma ČSN 73 0540. Dodržení těchto požadavků zajišťuje v budovách zejména prevenci tepelně technických poruch, tepelnou pohodu uživatelů a nízkou spotřebu energie při provozu budov. Dále tyto požadavky zohledňují šíření tepla, vlhkosti a vzduchu konstrukcí, tepelnou stabilitu místností a také energetickou náročnost budovy.

3.1.1 Nejnižší vnitřní povrchová teplota konstrukce

Stěny, stropy a podlahy v prostorách s relativní vlhkostí vnitřního vzduchu $\varphi_i \leq 60 \%$ musí vykazovat v každém místě konstrukce vnitřní povrchovou teplotu θ_{si} (°C), podle vztahu

$$\theta_{si} \geq \theta_{si,N},$$

kde je $\theta_{si,N}$ (°C) požadovaná hodnota nejnižší vnitřní povrchové teploty ve °C stanovená dle vztahu

$$\theta_{si,N} = \theta_{si,cr} + \Delta\theta_{si}, \text{ kde je}$$

$\theta_{si,cr}$ (°C)	kritická vnitřní povrchová teplota, při které by vnitřní vzduch s návrhovou teplotou θ_{ai} a návrhovou relativní vlhkostí φ_i podle ČSN 73 0540-3 a ČSN 73 0540-4 dosáhl kritické vnitřní povrchové vlhkosti $\varphi_{si,cr}$,
$\Delta\theta_{si}$ (°C)	bezpečnostní teplotní přírážka zohledňující způsob vytápění vnitřního prostředí a tepelnou setrvačnost konstrukce,
φ_i (%)	návrhová relativní vlhkost vnitřního vzduchu, stanovená pro budovu nebo její ucelenou část pro požadované užívání podle ČSN 73 0540. Kromě prostorů s vlhkými a mokřými provozu se uvažuje $\varphi_i = 50 \%$,
$\varphi_{si,cr}$ (%)	kritická vnitřní povrchová vlhkost je relativní vlhkost vzduchu bezprostředně při vnitřním povrchu konstrukce, která nesmí být pro danou konstrukci překročena. Pro stěny, střechy, stropy a podlahy je kritická vnitřní povrchová vlhkost $\varphi_{si,cr} = 70 \%$. Pro výplně otvorů je kritická vnitřní povrchová vlhkost $\varphi_{si,cr} = 100 \%$,
θ_{ai} (°C)	návrhová teplota vnitřního vzduchu stanovená pro budovu nebo její ucelenou část pro požadované užívání podle ČSN 73 0540-3.

Konstrukce v prostorách s relativní vlhkostí vnitřního vzduchu $\varphi_i > 80 \%$ (např. koupelny) se navrhují při požadovaném vyloučení povrchové kondenzace, při povrchové kondenzaci je nutné zajistit bezchybnou funkci konstrukcí.

3.1.2 Součinitel prostupu tepla a tepelný odpor konstrukce

Stěny, střechy, stropy a podlahy v prostorách s relativní vlhkostí vnitřního vzduchu $\varphi_i \leq 60 \%$ musí vykazovat takový součinitel prostupu tepla konstrukce U ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$), aby splňoval podmínku:

$$U \leq U_N$$

kde U_N ($\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$) je požadovaná hodnota součinitele prostupu tepla.

Stěny, střechy, stropy a podlahy s přípustnou povrchovou kondenzací se i v prostorách s relativní vlhkostí vnitřního vzduchu $\varphi_i > 60 \%$ navrhuji podle výše uvedeného vztahu.

3.1.3 Zkondenzované množství vodní páry uvnitř konstrukce

Pro stavební konstrukci, u které by zkondenzovaná vodní pára uvnitř konstrukce G_k v $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ mohla ohrozit její požadovanou funkci, nesmí dojít ke kondenzaci vodní páry uvnitř konstrukce, tedy:

$$G_k = 0$$

Pro stavební konstrukci, u které kondenzace vodní páry uvnitř, neohrozí její požadovanou funkci, se požaduje omezení celoročního množství zkondenzované vodní páry uvnitř konstrukce G_k ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{rok}^{-1}$) tak, aby splňovalo podmínku

$$G_k < G_{k,N},$$

kde je $G_{k,N}$ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{rok}^{-1}$) požadovaná hodnota množství zkondenzované vodní páry.

Roční bilance vlhkosti

Ve stavební konstrukci s připuštěnou omezenou kondenzací vodní páry uvnitř konstrukce nesmí v roční bilanci kondenzace a vypařování vodní páry zůstat žádné zkondenzované množství vodní páry, který by trvale zvyšovalo vlhkost konstrukce. Celoroční množství zkondenzované vodní páry uvnitř konstrukce G_k v $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ tedy musí být nižší než celoroční množství vypařené vodní páry uvnitř konstrukce G_v v $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$.

3.2 VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT

Postup výpočtu tepelných ztrát budov prostupem stěnami a větráním za kvazistacionárních podmínek při ústředním vytápění stanovuje norma ČSN 06 0210. Norma neplatí pro výpočet tepelných ztrát prostorů se sálavými plochami, lze však při návrhu podlahového vytápění vycházet ze zásad obsažených v této normě. Teoretický výpočet sálavých ploch je sice možný, ale dosti složitý a při praktickém návrhu podlahového topení se v praxi nepoužívá.

3.2.1 Tepelná ztráta prostupem tepla

Základní tepelná ztráta prostupem tepla Q_o (W) je dána vztahem

$$Q_o = \sum_n U_n \cdot S_n \cdot (t_i - t_e),$$

kde je U_n ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	součinitel prostupu tepla danou konstrukcí,
S_n (m^2)	plocha ochlazované části dané konstrukce,
t_i ($^{\circ}\text{C}$)	vnitřní výpočtová teplota,
t_e ($^{\circ}\text{C}$)	venkovní výpočtová teplota.

Součinitel prostupu tepla složenou stěnou U ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$) se vypočítá ze vztahu

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}},$$

kde je α_i ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	celkový součinitel přestupu tepla na vnitřním povrchu stěny (zahrnující konvekci i sálání), pro svislé stěny a vodorovné stěny (tepelný tok zdola nahoru) dle ČSN 06 0210 se počítá jednotně $\alpha_i = 8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, pro vodorovné stěny (tepelný tok shora dolů) $\alpha_i = 6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$,
α_e ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	celkový součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu stěny, pro zimní období $\alpha_e = 23 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$,
s_j (m)	tloušťka j-té vrstvy,
λ_j ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	součinitel tepelné vodivosti j-té vrstvy.

Tepelný odpor konstrukce R ($\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$) je pak dán vztahem

$$R = \frac{1}{U} - \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right).$$

Celková tepelná ztráta prostupem tepla Q_p (W) je pak

$$Q_p = Q_o \cdot (1 + p_1 + p_1 + p_1),$$

kde je p_1 (-) přírážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí,
 p_2 (-) přírážka na urychlení zátoku (pro nepřerušovaný provoz vytápění $p_2=0$),
 p_3 (-) přírážka na světovou stranu (dle ČSN 06 0210).

Přírážku p_1 stanovíme dle ČSN 06 0210 jako

$$p_1 = 0,15 \cdot U_c,$$

kde U_c ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$) je průměrný součinitel prostupu tepla konstrukcemi místnosti.

Stanovíme jej ze vztahu

$$U_c = \frac{Q_o}{\Sigma S \cdot (t_i - t_e)}$$

kde je ΣS (m^2) celková plocha všech konstrukcí ohraničujících místnost.

3.2.2 Tepelná ztráta větráním

Tepelná ztráta větráním Q_v (W) se stanoví ze vztahu

$$Q_v = 1300 \cdot V_v \cdot (t_i - t_e),$$

kde je V_v ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) objemový tok větracího vzduchu (větší z hodnot V_{vP} a V_{vH}),
 V_{vP} ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) objemový tok větracího vzduchu při přirozeném větrání infiltrací, určí se ze vztahu:

$$\dot{V}_{vP} = \sum (i_{LV} \cdot L) \cdot B \cdot M,$$

kde je i_{LV} ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{0,67}$) součinitel spárové průvzdušnosti (dle ČSN 73 0540-3),
 L (m) délka spár otevíratelných částí oken a venkovních dveří,
 B ($\text{Pa}^{0,67}$) charakteristické číslo budovy,
 M (-) charakteristické číslo místnosti (dle ČSN 06 0210),

V_{vH} objemový tok větracího vzduchu vycházející z hygienických požadavků ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$), který se vypočte podle vztahu:

$$\dot{V}_{vH} = \frac{n_h}{3600} \cdot V_m,$$

kde je V_m je vnitřní objem místnosti (m^3),
 n_h intenzita výměny vzduchu (h^{-1}).

3.2.3 Celková tepelná ztráta

Celková tepelná ztráta Q_c (W) je dána vztahem:

$$Q_c = Q_p + Q_v - Q_z,$$

kde je Q_z (W) trvalý tepelný zisk ($Q_z = 0$ W).

3.3 Hydraulický výpočet systému

3.3.1 Výpočet tlakových ztrát

Má-li být dosaženo požadovaných výkonových parametrů (tj. tepelného výkonu všech otopných ploch), musí v jednotlivých částech potrubního systému proudit dané množství teplotonosné tekutiny[34]

3.3.1.1 Hmotnostní a objemový průtok, rychlost proudění

Hmotnostní průtok otopné vody M (kg/s) je dán vztahem:

$$M = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta t},$$

kde je Q (W) přenášený tepelný výkon,
 c_p (J.kg⁻¹.K⁻¹) měrná tepelná kapacita vody (pro střední teplotu $t_m = (45+35)/2 = 40$ °C je $c_p = 4178,4$ J.kg⁻¹.K⁻¹),
 Δt (K) teplotní spád (rozdíl teplot přívodní a vratné vody).

Objemový průtok V (m³/s) se z hmotnostního průtoku M (kg/s) určí ze vztahu:

$$V = \frac{M}{\rho}, \quad \text{kde } \rho \text{ (kg/m}^3\text{) je hustota vody (pro střední teplotu } t_m = 40 \text{ °C je } \rho = 995 \text{ kg/m}^3\text{)}.$$

Rychlost proudění otopné vody w (m/s) se pak vyjádří ze vztahu

$$M = V \cdot \rho = S \cdot w \cdot \rho = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w \cdot \rho \Rightarrow w = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot d^2 \cdot \rho},$$

kde je V (m³/s) objemový průtok otopné vody,
 S (m²) průřez potrubí,
 d (m) průměr potrubí.

3.3.1.2 Tlaková ztráta třením

Při proudění tekutin dochází na délce potrubí dl k tlakovému úbytku dp přičemž platí vztah

$$\frac{dp}{dl} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho,$$

kde $\lambda (-)$ je součinitel tření.

Pro nestlačitelné tekutiny platí

$$\frac{p_2 - p_1}{l} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = R,$$

kde je R (Pa/m) tlaková ztráta třením jednoho metru přímého potrubí, neboli tlakový spád,
 l (m) délka počítaného úseku.

Největším problémem při výpočtu tlakové ztráty je určení součinitele tření λ . Ten je totiž funkcí pěti proměnných: Průměru potrubí d , rychlosti proudění w , hustoty ρ , absolutní povrchové drsnosti k a dynamické viskozity η .

$$\lambda = f(d, w, \rho, k, \eta).$$

Zavedením Reynoldsova čísla Re a relativní drsnosti k/d se tato závislost zjednoduší na $\lambda = f(Re, k/d)$,

$$\text{kde je } Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta}, \quad (\nu \text{ (m}^2/\text{s) je zde kinematická viskozita}).$$

Tuto závislost popisuje Nikuradzeho diagram, ze kterého lze součinitel tření graficky určit. Pro matematické určení součinitele tření existuje v literatuře velký počet vztahů, jejichž platnost je většinou omezena na určité rozmezí Reynoldsova čísla Re . Mezi nejznámější patří Colebrookův vztah který platí v rozmezí Re 2320 až 6000, tj. přechodová oblast proudění. Jeho velkou nevýhodou je že výpočet λ vyžaduje iterativní postup.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,72 \cdot d} \right).$$

Dosadíme-li do vztahu pro tlakový spád rychlost w pro určitý průtok získáme vztah pro tlakový spád v závislosti na hmotnostním průtoku m (kg/s)

$$R = \frac{0,811 \cdot \lambda \cdot m^2}{\rho \cdot d^5}.$$

Z tohoto vztahu je dobře patrný vliv jednotlivých veličin na tlakovou ztrátu třením. Tlaková ztráta se mění s druhou mocninou hmotnostního průtoku a pátou mocninou vnitřního průměru potrubí, nepatrně z teplotou vody a nezanedbatelně s drsností trubek k .

Pro praktický výpočet je však výhodnější vyjádřit tlakovou ztrátu třením v závislosti na objemovém průtoku V (m^3/h), potom dostaneme

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{8 \cdot l \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} \cdot V^2,$$

jestliže bude součinitel tření konstantní, bude konstantní i první část vztahu, která se nazývá měrný hydraulický odpor, nebo také C – hodnota ($\text{Pa}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$).

$$C_\lambda = \lambda \cdot \frac{8 \cdot l \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5}.$$

V potrubních sítích však dochází ke změně rychlosti w a tudíž i λ . Jelikož C – hodnota musí zůstat konstantní zohledňuje se tato změna mocninnou funkcí průtoku.

$$\Delta p_\lambda = C_\lambda \cdot V^m, \text{ kde}$$

m je hydraulický exponent, který je uváděn v literatuře v závislosti na rychlosti proudění, druhu a průměru potrubí. Jeho střední hodnota pro měděné potrubí je $m = 1,8$. C – hodnotu pro 1 metr potrubí lze rovněž odečíst z literatury v závislosti na průměru a materiálu potrubí. Velkou výhodou je že pro daný průměr potrubí je C – hodnota konstantní.

3.3.1.3 Tlakové ztráty vřazenými odpory

Kromě hydraulických ztrát třením vznikají v potrubí ztráty v místních odporech (armatury, ohyby, shybky, obchozy, přechody atd.), které se vyjadřují vztahem

$$\Delta p_\xi = \sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho,$$

vyjádříme-li opět tlakovou ztrátu místními odpory přes objemový průtok V , můžeme stejně jako v předchozí části vyjádřit hydraulický odpor pomocí místní ztráty C_ξ .

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^4} \cdot V^2, \text{ kde}$$

$$C_\xi = \xi \cdot \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^4} \text{ a udává se v literatuře vztažená na } \xi = 1.$$

3.3.1.4 Celková tlaková ztráta

Celková tlaková ztráta je dána součtem tlakových ztrát třením a místními odpory

$$\Delta p_c = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho,$$

vyjádříme –li tuto ztrátu přes C hodnoty dostaneme

$$\Delta p_c = C_\lambda \cdot V^m + C_\xi \cdot V^m = (C_\lambda + C_\xi) \cdot V^m = C \cdot V^m$$

3.4 Přepočet výkonu otopných těles

3.4.1 Opravný součinitel na odlišný hmotnostní průtok

U otopných těles u nichž má hmotnostní průtok (ochlazení) teplotonosné látky vliv na tepelný výkon větší než 4 %, se přepočet provádí s opravným součinitelem na hmotnostní průtok f_m , případně s opravným součinitelem na ochlazení teplotonosné látky $f_{\delta t}$. Pro běžnou praxi projektanta je určování tohoto opravného součinitele mimo dosah jeho kompetenci. Měl by ho určit vždy výrobce otopného tělesa a základě výsledků laboratorního měření. Tyto opravné součinitele se týkají především podlahových konvektorů. [34]

3.4.2 Opravný součinitel na připojení otopného tělesa

PŘIPOJENÍ	opr. souč.
	f_x
1	1,00
2	1,00
3	0,90
4	0,78
5	0,85

(pro tělesa s $L/H < 3$)

Opravný součinitel na připojení otopného tělesa

Za jmenovité připojení otopného tělesa se považuje připojení jednostranné shora - dolů. Při tomto připojení je $f_x = 1$. U koupelnových trubkových otopných těles se za jmenovité připojení považuje připojení oboustranné zdola - dolů.

Hodnoty opravného součinitele podle ČSN 06 1101 jsou uvedeny na obr. 3

Obr.3 Opravný součinitele připojení [34]

3.4.3 Opravný součinitel na úpravu okolí

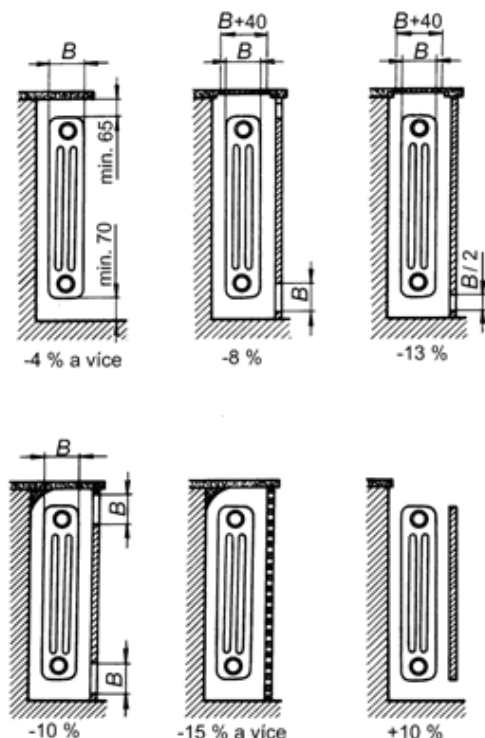
Pokud z jakýchkoli důvodů chceme použít zakryté otopných těles, musíme si uvědomit, že nesnížíme pouze jejich přístupnost a čistitelnost, ale že ovlivníme i tepelný výkon takto zakrytých těles. Tepelný výkon sáláním bude zčásti, či téměř zcela potlačen a konvekčním proudům vřadíme do cesty významnou překážku k obtékání. [34]

Vzhledem ke změně podmínek instalace se nabízejí k zohlednění tyto faktory:

- a/ používání zákrytů otopných těles, ať už plných, s prolisy, s výřezy pro vstup a výstup vzduchu podle obr.X
- b/ umístění otopného tělesa pod parapetní deskou obr Y
- c/ osazení otopného tělesa nízko nad podlahou
- c/ osazení otopného tělesa blízko instalační stěny či zahloubené ve stěně v nice (obr. 4).

Zakrytím otopného tělesa můžeme snížit jeho výkon až o 15 procent (někdy i více). Celkové náklady na zakryt v těchto případech narůstá o náklady vyplývající z použití většího otopného tělesa (kompenzace ztráty části výkonu)

Zákryty tedy musí být provedeny tak, aby se jejich nevýhody projevíly v co nejmenší možné míře.



obr.4 Opravný součinitel zákrytů [34]

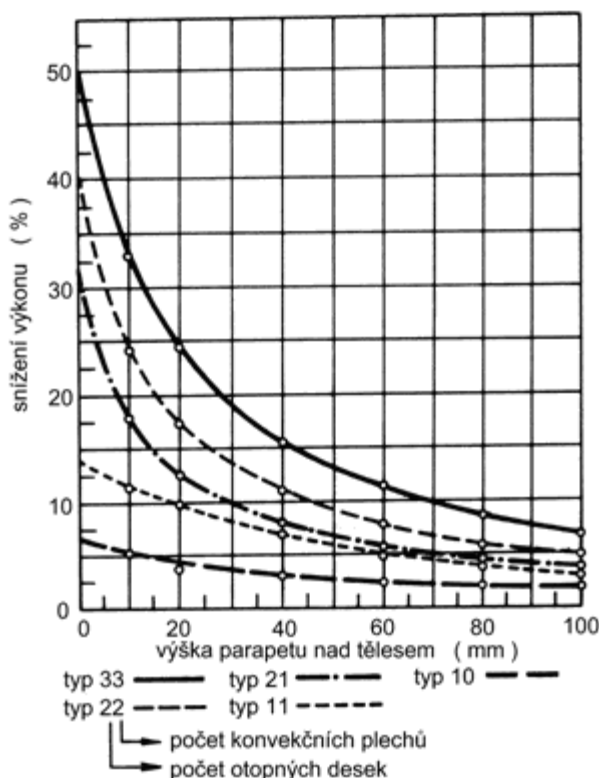
U zákrytů bychom měli dodržovat alespoň následující zásady:

- zakrytí kdykoli snadno odnímatelné bez použití speciálních pomůcek
- nasávací otvory s min. délkou otopného tělesa L a výškou rovnou hloubce tělesa B
- výdechové otvory zákrytu stejné veliké, jako otvory nasávací
- výdechový otvor situovaný nad otopným tělesem s min. délkou otopného tělesa L a hloubkou rovnou hloubce tělesa B. A to vše při zachování podmínky, že součet ploch všech průduchů výdechové mřížky je min. 2/3 celkové pomyslné plochy výdechového otvoru.

Při vhodném použití zákrytu je však možné dosáhnout dokonce zvýšení výkonu. Jedná se však pouze o jediný případ, kdy před článkové otopné těleso předradíme desku. Za zdůraznění stojí, že zvětšení výkonu zakrytím tělesa resp. předřazením desky před těleso se dosáhne pouze a jen u otevřených článkových otopných těles.

3.4.4 Opravné součinitele na úpravu okolí pro článková otopná tělesa

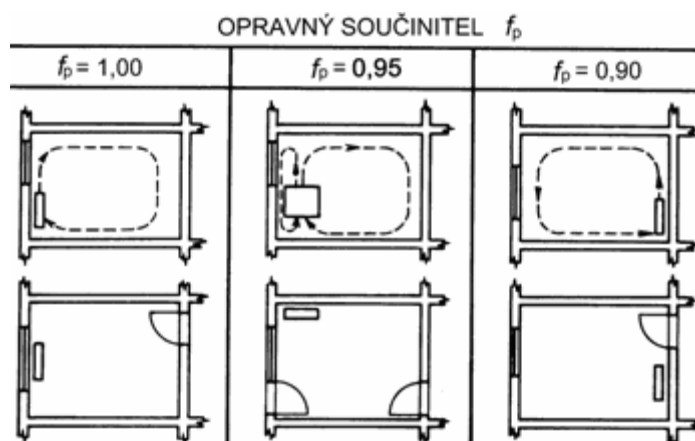
V grafu na obr.5 je znázorněna závislost snížení výkonu tělesa na jeho vzdálenosti od parapetu. Výkon tělesa klesá exponenciálně s rostoucí vzdáleností parapetu od radiátoru. Především u vícedeskových otopných těles, má vzdálenost menší než 100 mm značný význam na snížení výkonu. Vzhledem k této skutečnosti je vhodné vícedesková tělesa neinstalovat pod přesahující parapet, nebo je instalovat alespoň se vzdáleností horního okraje od parapetu větší než 150 mm.



Obr.5 Opravné součinitele na úpravu okolí [34]

3.4.5 Opravný součinitel na odlišné umístění tělesa ve vytápěném prostoru

Proudění vzduchu ve vytápěném prostoru, rozložení teplot a chladné padající proudy u okenní plochy jsou jevy, které souvisí se schopností tělesa sdílet teplo do vytápěného prostoru. Jestliže umístíme těleso uvnitř prostoru k neochlazované stěně, změní se teplotní a rychlostní pole a tato změna ovlivní i výkon těles



obr. 6 Opravný součinitel na odlišné umístění tělesa [34]

Typické instalace a jejich vliv otopného tělesa na výkon ukazují opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru f_p na obr. 6

3.4 Otopný systém domu

Otopné systém vhodné pro tepelné čerpadlo

Kvalita topného systému s tepelným čerpadlem se posuzuje především podle velikosti topného faktoru. Ten je definován jako poměr tepla odvedeného v kondenzátoru k práci potřebné pro pohon kompresoru + čerpadla, popř. ventilátoru. Topný faktor je tím vyšší, čím nižší je rozdíl teploty v kondenzátoru a ve výparníku. Teplota ve výparníku je daná teplotou zdroje nízopotenciálního tepla, takže chceme-li zvýšit topný faktor, musí být teplota kondenzace co nejnižší. Z tohoto důvodu jsou pro tepelné čerpadlo vhodné nízkooteplotní otopné systémy. [34]

Podlahové topení

Podlahové topení je jedním z nejvýhodnějších topných systémů pro tepelná čerpadla. Jednak díky nízké teplotě topné vody, kdy tepelné čerpadlo pracuje s vyšším topným faktorem, tak i z důvodů velké akumulace tepla, která snižuje četnost spínání kompresoru a prodlužuje jeho životnost. Akumulace u podlahového topení přispívá také k omezení špiček odběru tepla a snižuje dobu chodu bivalentního zdroje tepla, který má vyšší provozní náklady než TČ.

Topné systémy s radiátory

Tam, kde z technických nebo finančních důvodů není možné instalovat podlahové topení, lze použít topný systém s otopnými tělesy. V tomto případě se většinou volí teplotní spád 55/45 °C. Optimální jsou radiátory deskové, případně konvektory.

Kombinované systémy podlahového topení s radiátory

Nejčastěji používaným, ale také nejsložitějším systémem jsou kombinace radiátoru a podlahového topení. Zde je nutné pečlivě zvážit, jak celý systém koncipovat, protože volba určité koncepce může mít výrazný vliv na hospodárnost provozu tepelného čerpadla a samozřejmě také na cenu topného systému. V zásadě lze tyto systémy rozdělit do tří skupin:

1. Výrazně převažuje vytápění radiátory

U těchto systémů je podlahové topení pouze doplňkem k radiátorovému vytápění. Většinou se jedná o vytápění koupelen, chodeb apod. V tomto případě se doporučuje zvolit teplotní spád pro radiátory 55/45 °C a podlahové topení v koupelnách napojit na zpátečku z radiátoru případně topného žebříku s teplotním spádem 45/35 °C.

2. Výrazně převažuje podlahové vytápění

U těchto systémů se objevují radiátory v "podřadných" místnostech, jako jsou garáže, prádelny, sklepy, nebo v místnostech, kde podlahové vytápění nestačí pokrýt celou tepelnou ztrátu. V těchto případech se doporučuje zvolit pro radiátory stejný teplotní spád jako pro podlahové topení např. 45/35 °C.

3. Žádný ze systémů výrazně nepřevažuje

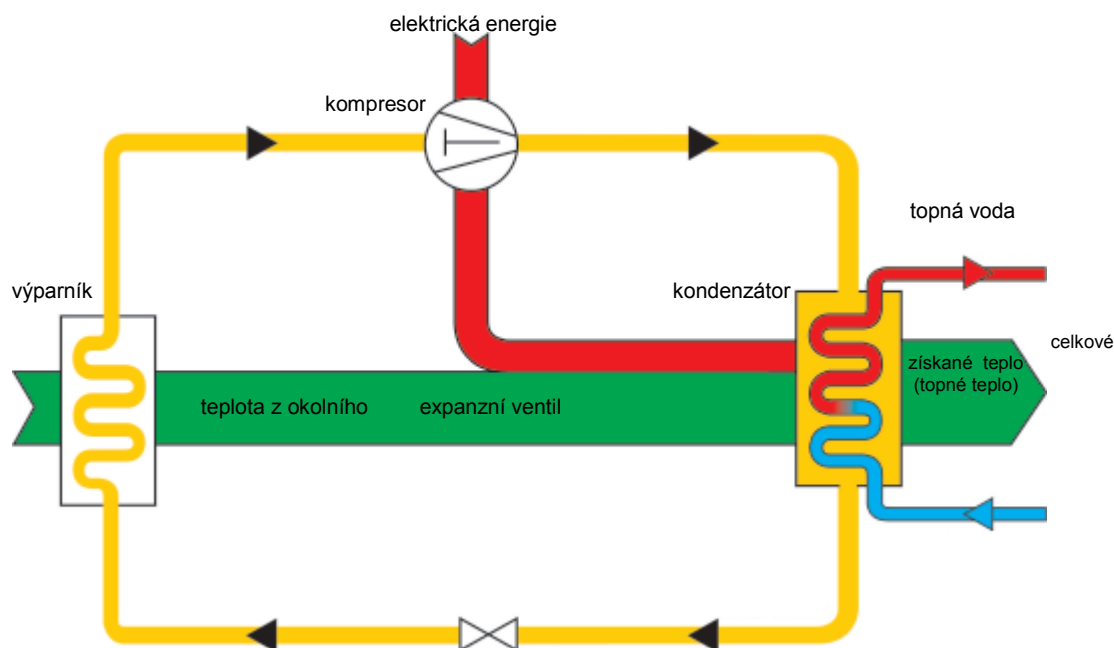
Jedná se například o rodinné domy, kde v přízemí je instalováno podlahové topení a v patře radiátory. Zde jsou možná dvě řešení. Zvolit teplotní spád vyhovující radiátorům tj. 55/45 °C a pro podlahové topení snížit teplotu vody směřováním, nebo zvolit kompromisní teplotní spád 50/40 °C pro radiátory i podlahové topení. [24]

3.5 Tepelné čerpadlo, princip funkce

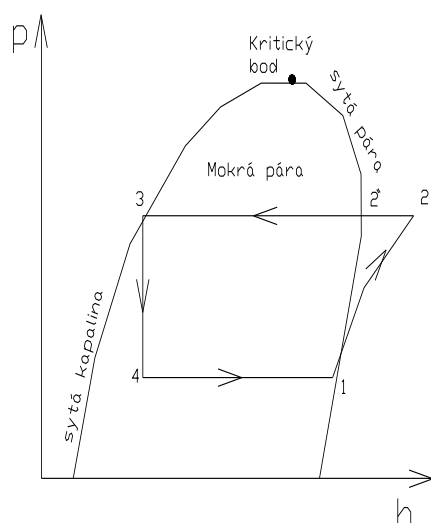
Tepelné čerpadlo je zařízení, které převádí teplo z nízké teplotní úrovně na vyšší přívodem jiného druhu energie. V případě kompresorového zařízení je to energie elektrická. Zařízení i oběh TČ je prakticky shodný s chladicím zařízením. Rozdíl je jen v tom, že u CHZ je funkčním prvkem výparník, který odebírá teplo chlazené látky, kdežto u TČ je funkční plochou kondenzátor, který dodává teplo do otopné soustavy[24]

Základní princip je, že teplota změny skupenství mezi kapalnou a plynnou fází roste s tlakem. Ve výparníku se chladivo odpařuje při teplotě varu, která je nižší než teplota nízkopotenciálního zdroje kterému se odnímá teplo. Nízká teplota varu chladiva a nízký tlak par chladiva je docílen odsáváním par chladiva kompresorem. Stlačené páry chladiva mají takový tlak, aby teplota kondenzace par byla vyšší než teplota topného média, kterému se v kondenzátoru teplo předává. Kondenzát chladiva je veden do expanzního ventilu, ve kterém

poklesne tlak na hodnotu tlaku ve výparníku, ve kterém se kondenzát odpaří a děj se opakuje. Schematické znázornění pracovního cyklu tepelného čerpadla je na obr. 7, popis cyklu v diagramu $p - h$ (tlak – entalpie) je na obr.8



Obr. 7 Způsob práce tepelného čerpadla[24]



Obr. 8 Cyklus T_c $p - h$ diagram [34]

- 1 – 2 adiabatická komprese, změna syté páry na přehřátou v kompresoru
- 2 – 2'' izobarické ochlazení přehřáté páry na sytou v kondenzátoru
- 2'' – 3 izobarická kondenzace, přeměna syté páry na sytou kapalinu v kondenzátoru
- 3 – 4 izoentaltické škrcení syté kapaliny ve škrticím ventilu
- 4 – 1 izobarický ohřev, přeměna mokré páry na sytou ve výparníku
- ..

Zdroje nízkopotenciálního tepla pro výparník tepelného čerpadla

3.5.1 Půda

Nejrozšířenějším systémem tepelných čerpadel u nás je země - voda. Zde zpravidla v plastovém potrubí proudí voda s přísadami, které z ní dělají nemrznoucí kapalinu. Délka těchto potrubí je závislá na tom, jak a kam se budou ukládat. Teplo ze země lze v zásadě získávat dvěma způsoby a sice z plošných kolektorů, anebo z hlubinných vrtů.[24]

Zemní plošný kolektor

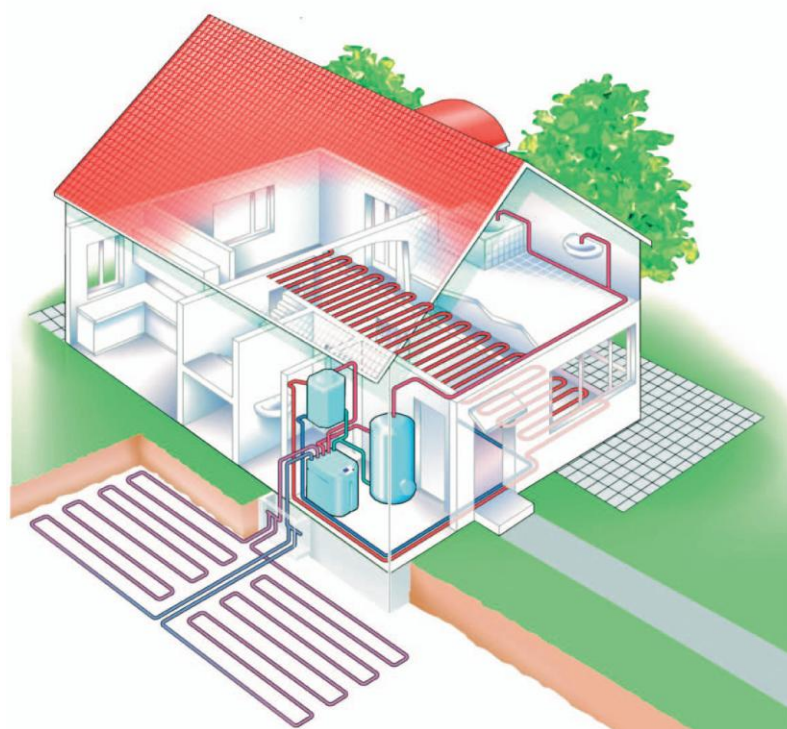
Při horizontálním ukládání pod nezámrznou hloubku je nutný pozemek, který je tímto zásahem prakticky znehodnocen pro případnou další výstavbu. Zemní kolektor (plastová trubka, kterou proudí nemrznoucí kapalina) se ukládá s roztečí kolem 1 m což znamená, že 1 m hadice odpovídá 1 m² plochy kolektoru, hloubka uložení je minimálně 1 m. Délka jedné smyčky je omezena z důvodu tlakových ztrát na 350 m. Při použití více smyček je vhodné, aby smyčky měly stejnou délku. Jako materiál hadice se používá (u tepelných čerpadel IVT) rozvětvený PE 40 x 3,7 mm, PN 6 bar. Schopnost země předávat teplo závisí na kvalitě půdy a pohybuje se mezi 10 - 40 W/m². Teplota zeminy v hloubce 1 m kolísá v průběhu roku od 3 °C (leden) až do 18 °C (srpen) a proto lze pro dimenzování kolektoru uvažovat teplotu pro vstup do tepelného čerpadla okolo 0 °C. Pokud nejsou k dispozici podrobnější údaje o vlastnostech povrchové vrstvy zeminy, je možné uvažovat s průměrnými tepelnými toky uvedenými v následující tabulce 1.

Tab. 1 Měrné výkony při odběru tepla ze zemních kolektorů[24]

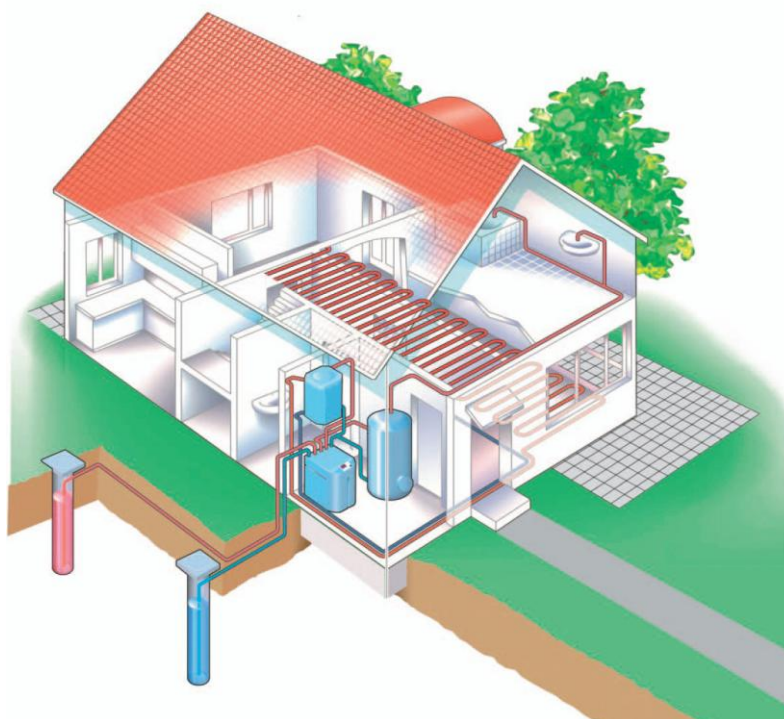
Měrné výkony jímání	q _z [W/m ²]
suché nesoudržné půdy	10-15
vlhké soudržné půdy	15-20
velmi vlhké soudržné půdy	20-25
půdy obsahující vodu	25-30
půdy s výskytem spodní vody	30-40

Výhody a nevýhody tohoto systému lze shrnout takto:

- + Nižší pořizovací náklady ve srovnání s vrtý.
- Potřeba dostatečně velkého pozemku.
- Na ploše kde je uložen zemní kolektor nelze stavět.
- Neustálým ochlazováním zemního kolektoru dochází v zimních měsících k jeho promrzání a tím snižování výkonu.



Obr. 9 Odběr tepla ze zemních kolektorů [24]



Obr. 10 Odběr tepla ze zemních vrtů [24]

Hloubkové vrtý

Tepelné čerpadlo využívá odběru tepla z hloubkových vrtů. Do vrtů se uloží plastová trubka, ve které proudí nemrzoucí kapalina. Pro tepelné čerpadlo o výkonu 10 kW je třeba potřeba 120 - 180m hlubokých vrtů. Jednotlivé vrtý mohou být hluboké až 150 m. Vrtý musí být umístěny nejméně 10 m od sebe. Vrtý se po založení kolektorů zaplní, aby došlo k trvalému a stabilnímu spojení zemního kolektoru s okolní horninou. Hloubka a počet vrtů závisí zejména na geologických podmínkách, zejména pak na proudění spodní vody, tepelné vodivosti zeminy a použité technologii vrtání. Obvyklé hloubky vrtů se pohybují od 50 do 120 m. Při větším počtu vrtů se celková délka rozdělí do více vrtů stejné délky. Pokud geologické podmínky nebo technologie vrtání neumožní dosáhnout hloubky 50 m, je vhodné zvětšit celkovou délku vrtů o 10 %. Průměrná teplota zeminy v hloubce 2 m je během roku +10 °C a směrem do hloubky roste o 3 °C na každých 100 m hloubky. Lze tedy při dimenzování používat spolehlivě střední teplotu směsi okolo 0 °C na vstupu do tepelného čerpadla. Není-li k dispozici podrobný geologický průzkum o podloží v okolí vrtu, lze vrt předběžně dimenzovat na tyto hodnoty měrných tepelných toků: [24]

Tab. 2 Měrné výkony jímání při jímání tepla z vrtu [24]

Měrné výkony jímání	q_z [W/m]
hornina s velkým výskytem spodní vody	100
pevná hornina s vysokou tepelnou vodivostí	80
normální pevná hornina	55
suchá zemina s nízkou tepelnou vodivostí	30

Tyto stavební a vrtné práce související s instalací tepelného čerpadla významně ovlivňují celkovou cenu. Provádění vrtů podléhá schvalovacím řízením a ne vždy je to bez problémů. Poddimenzovaná délka kolektoru nebo nějaké závady na něm vedou k problémům s chodem tepelného čerpadla, což je obtížně opravitelné.

Výhody a nevýhody vrtů jsou tedy především tyto:

- + Stabilní teplota zdroje tepla z vrtu (ve vrtu se teplota po celý rok prakticky nemění) zajistí provoz s nízkými náklady.
- + Spotřeba elektrické energie není téměř ovlivněna venkovní teplotou.
- Poměrně vysoké pořizovací náklady na zhotovení vrtů.
- Nepořádek spojený se zhotovováním vrtů.
- Neustálým ochlazováním vrtu dochází k jeho postupnému promrzání a tím se dlouhodobě snižuje výkon tepelného čerpadla.

3.5.2 Vzduch

Nejjednodušším způsobem odběru tepla je venkovní vzduch, protože je ho všude dostatek. Nevýhodou tohoto systému je, že v době největší potřeby tepla má vzduch nízkou teplotu a tepelné čerpadlo pracuje s nízkým topným faktorem. Při nízkých venkovních teplotách vzduchu je vhodná kombinace s jiným zdrojem tepla, který buď pomáhá tepelnému čerpadlu nebo pokrývá celou tepelnou ztrátu objektu. Je třeba tedy stanovit teplotu, při které bude

spuštěn dodatečný zdroj tepla (bivalentní zdroj), která se nazývá "bivalentní bod". Tato teplota závisí zejména na výkonu tepelného čerpadla a teplotě topné vody, kterou topný systém vyžaduje. Tepelná čerpadla vzduch-voda s pístovými kompresory používanými dříve byla prakticky aplikovatelná do venkovních teplot těsně pod 0 °C, což úzce souvisí s jejich ekonomickou efektivností. Nové generace kompresorů s označením Scroll, zcela změnilo provozní charakteristiky tohoto systému tepelných čerpadel a posunuly jejich provozní schopnost až do venkovních teplot -20 °C, což jsou teploty, které se v našich klimatických podmínkách vyskytují jen mimořádně a když, tak pouze krátkodobě. Na převážné většině území české republiky se venkovní průměrná teplota v topném období pohybuje v rozmezí +3 až +4 °C. Při těchto teplotách kvalitní tepelné čerpadlo vzduch-voda s podlahovým vytápěcím systémem dosahuje topného faktoru 3,3 až 3,4. Tepelná čerpadla vzduch-voda nevyžadují prakticky žádné stavební práce jako jsou studny, hlubinné vrty nebo zemní rýhy pro pokládku kolektorů. Jejich instalace je velmi snadná, ničím nepodmíněná a tedy levná. [24]

Tepelné čerpadlo vzduch - voda může mít tři různá provedení:

1. Samostatná venkovní a vnitřní jednotka

Venkovní jednotka s ventilátorem je propojena s vnitřní částí izolovaným potrubím, ve kterém proudí chladivo. Venkovní jednotka je relativně malá a lze ji postavit na zem nebo na střechu, případně umístit na venkovní stěnu (závisí na provedení a výrobci). Vzdálenost venkovní a vnitřní části je omezena většinou na přibližně 10 m. Vnitřní jednotka je připojena na topnou soustavu stejně jako kotel

2. Kompaktní provedení venkovní

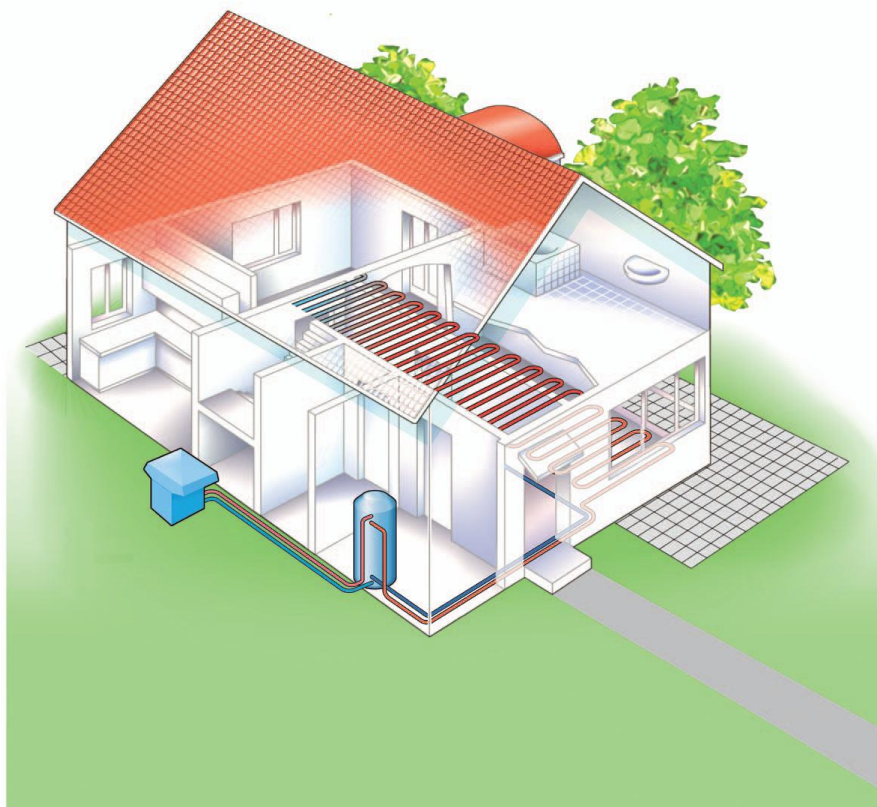
Celé tepelné čerpadlo je umístěno ve venkovním prostoru. Propojení s vnitřní topnou soustavou je provedeno izolovaným potrubím, ve kterém proudí topná voda. Výhodou je, že zařízení nezabírá žádný vnitřní prostor a nezatěžuje ho hlukem.

3. Kompaktní provedení vnitřní

Celé tepelné čerpadlo je umístěno ve vnitřním prostoru. K čerpadlu musí být z venkovního prostoru přiveden vzduch a ochlazený vzduch zpět do venkovního prostoru odváděn. Aby mezi nasávaným a vyfukovaným vzduchem nedocházelo k promíchání a tím snížení účinnosti, musí být sací a výfukový otvor v dostatečné vzdálenosti od sebe. Vnitřní provedení je levnější než venkovní, ale zabírá podstatně více vnitřního prostoru (zejména díky rozměrnému vzduchovému potrubí). [24]

Celkově lze výhody a nevýhody tepelných čerpadel, která využívají venkovního vzduchu, shrnout následovně:

- + Tepelné čerpadlo lze použít prakticky ve všech případech bez omezení místními podmínkami (velikostí pozemku, nemožností zhotovení vrtů, atd.).
- + Instalace nevyžaduje žádné zásahy do okolního prostředí (vrty, výkopové práce, atd.).
- +/- Vyšší pořizovací cena samostatného tepelného čerpadla. Podle místních podmínek tedy může být celková výše nákladů nižší než při budování vrtů.
- Hluk venkovní jednotky s ventilátorem může způsobovat problémy.
- Výkon tepelného čerpadla klesá s venkovní teplotou mnohem výrazněji než u ostatních provedení. Tím narůstá spotřeba elektrické energie a náklady na provoz se zvyšují.

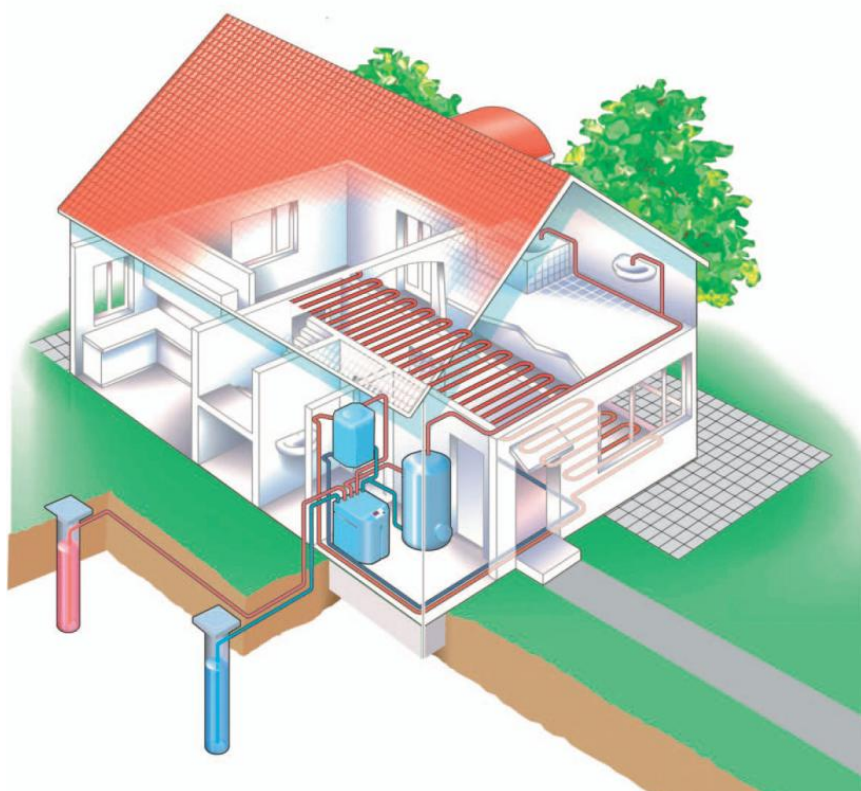


Obr. 11 Jímání tepla z venkovního vzduchu [24]

3.5.3 Voda

1. Spodní voda

Odběr tepla ze spodní vody patří k nejproblematictějším systémům. Na jedné straně nabízí zdroj tepla o relativně vysoké teplotě 7 - 12 °C (průměrně se uvažuje 10 °C na vstupu do čerpadla), což znamená po celý rok příznivý topný faktor čerpadla. Na druhé straně je toto řešení spojeno s některými riziky. Voda se čerpá z čerpací studny a po ochlazení ve výparníku se vrací do vsakovací studny. Musí jí být k dispozici dostatek, asi 180 l/h na 1 kW výkonu tepelného čerpadla. Toto množství je třeba mít k dispozici trvale, hlavně v období, kdy venku nejvíce mrzne, přitom se jedná o období, kdy zemské vláhý je minimum.[17]



Obr. 12 Jímání tepla ze spodní vody[24]

spodní vody bývá tím hlavním problémem, který limituje použitelnost tohoto, jinak energeticky velmi výhodného systému. Použití spodní vody musí být povoleno příslušným vodohospodářským úřadem. Druhou podmínkou je čistota vody, aby nedocházelo k zanášení výměníku, případně filtru. Vždy je nutné provést rozbor spodní vody a zvážit výhodnost tohoto systému. V neposlední řadě je zde riziko zamrznutí vody na výparníku tepelného čerpadla při poruše vodního čerpadla ve studni, to je však řešitelné vložením předřazeného výměníku nebo hlídačem průtoku, který při snížení průtoku vody tepelné čerpadlo včas vypne. Systém voda-voda, ať je svou energetickou povahou nejvýhodnější asi v našich podmínkách nebude mít příliš širokého uplatnění.[24]

- + Nižší pořizovací náklady ve srovnání s vrty.
- Požadavky na kvalitu, dostatečné množství vody a teplotu vody.
- Venkovní část dále vyžaduje pravidelnou údržbu (čištění filtrů) a je náchylnější na poruchy (např. sacího čerpadla).

2. Povrchová voda (rybník, řeka)

Při využití vody z rybníka nebo řeky se většinou na dno pokládá kolektor vytvořený z plastových trubek, kterým proudí nemrznoucí teplotonosná látka. V některých případech lze vodu přivádět přímo k tepelnému čerpadlu a ochlazenou ji vypouštět zpět do řeky (obdobně jako při využití spodní vody). Problémem je ale znečištění vody a nutnost platit za odběr vody.[24]

Řeka - z důvodu nízké teploty vody v zimním období, nemůže být voda přímo čerpána pro potřebu tepelného čerpadla, jelikož by při ochlazení zamrzala. Jednoduchým způsobem odběru tepla je u objektů s náhonem, kdy se na dno či stěny náhonu umístí výměník z trubek.

Jezero, rybník - nesmí dojít k dlouhodobému vypuštění, pak je možno položit plošný kolektor s hadic na dno s roztečí okolo jednoho metru.

- + Nižší pořizovací náklady ve srovnání s vrty.
- Omezení na lokality s dostatkem povrchové vody.

3.6 Podlahové vytápění

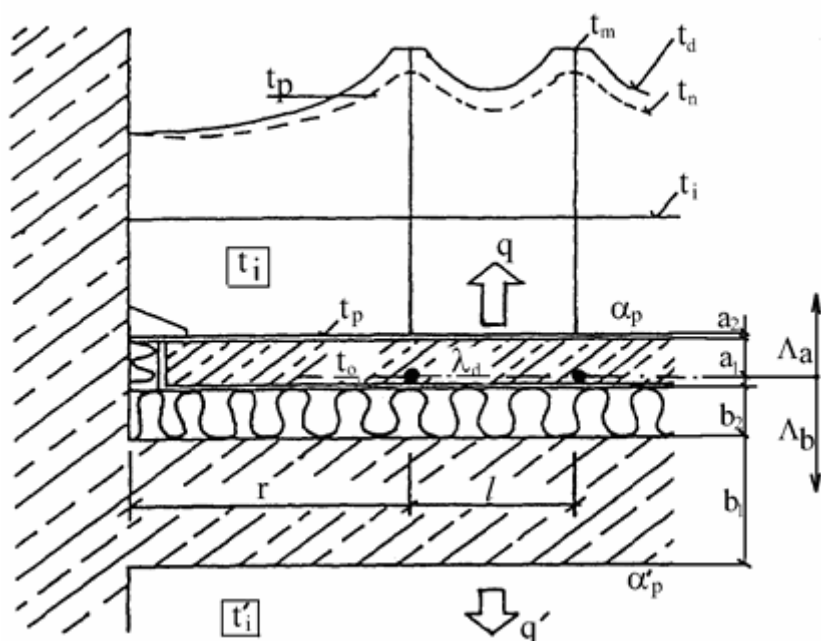
3.6.1 Podlahové vytápění-základní výpočtové vztahy

Při výpočtu podlahové otopné plochy se vychází z předpokladu, že střední povrchová teplota podlahy nepřekročí hygienicky přípustné hodnoty a tepelný výkon podlahové otopné plochy bude krýt tepelné ztráty místnosti. Hlavním výkonovým parametrem je měrný tepelný výkon q při fyziologicky přípustné střední povrchové teplotě podlahové plochy t_p . Za předpokladu, že po obou stranách stropu je stejná teplota $t_i = t'_i$, se střední povrchová teplota počítá ze vztahu[20]

$$t_p - t_i = \frac{\Lambda_a}{\alpha_p} \cdot (t_m - t_i) \cdot \frac{tgh\left(m \cdot \frac{l}{2}\right)}{m \cdot \frac{l}{2}} \quad [K]$$

kde:

t_m	[°C]	střední teplota otopné vody
t_i	[°C]	výpočtová vnitřní teplota
m	[m ⁻¹]	charakteristické číslo podlahy
Λ_a	[W/m ² .K]	tepelná propustnost vrstev nad trubkami
α_p	[W/m ² .K]	celkový součinitel přestupu tepla na povrchu otopné plochy
l	[m]	rozteč trubek



Obr. 13 Schematický náčrt podlahové otopné plochy pro výpočet[20]

Charakteristické číslo podlahy při respektování válcového tvaru zdrojů se počítá ze vztahu

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot (\Lambda_a + \Lambda_b)}{\pi^2 \cdot \lambda_d \cdot d}} \quad [\text{m}^{-1}]$$

kde:

- Λ_b [W/m².K] tepelná propustnost vrstev pod trubkami
- λ_d [W/m.K] součinitel tepelné vodivosti materiálu do kterého jsou zality trubky
- d [m] vnější průměr trubek

Při výpočtu tepelné propustnosti vrstvy nad trubkami

$$\Lambda_a = \frac{1}{\sum \frac{a}{\lambda_a} + \frac{1}{\alpha_p}} \quad [\text{W/m}^2.\text{K}]$$

kde:

- a [m] tloušťka jednotlivých vrstev nad osou trubek
- λ_a [W/m.K] součinitel tepelné vodivosti jednotlivých vrstev nad osou trubek

se doporučuje počítat se součinitelem přestupu tepla na povrchu otopné plochy

$$\alpha_p = \alpha_{sp} + \alpha_{kp} = 5,4 + 6,6 = 12 \quad [\text{W/m}^2.\text{K}]$$

Tepelná propustnost vrstvy pod trubkami se určí ze vztahu

$$\Lambda_b = \frac{1}{\sum \frac{b}{\lambda_b} + \frac{1}{\alpha'_p}} = \frac{1}{R_{str} + \frac{1}{\alpha'_p}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

kde:

R_{str} [m²·K/W] tepelný odpor stropní desky

α'_p [W/m²·K] součinitel přestupu tepla na spodní straně otopné podlahy (obvykle se volí $\alpha'_p = 8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)

Střední povrchová teplota podlahové otopné plochy nemá z fyziologických důvodů překročit hodnotu:

$t_p = 27 \text{ až } 28 \text{ }^\circ\text{C}$ u místností pro trvalý pobyt (obytné místnosti, kanceláře, ...)

$t_p = 30 \text{ až } 32 \text{ }^\circ\text{C}$ u pomocných místností, kde člověk jen příležitostně přechází (předsíně, chodby, schodiště, ...)

$t_p = 32 \text{ až } 34 \text{ }^\circ\text{C}$ u místností, kde člověk převážně chodí bos (plovárny, lázně, koupelny, ...).

Při daných výchozích teplotách t_m a t_i závisí střední povrchová teplota t_p především na rozteči trubek l . Ostatní veličiny jsou buď přibližně konstantní nebo mají na výsledek jen malý vliv. Ze základních rovnic lze sestavit pomocný diagram pro určení střední povrchové teploty. Z diagramů lze také odečítat měrný tepelný výkon otopné plochy

$$q = \alpha_p \cdot (t_p - t_i) \quad [\text{W/m}^2]$$

a měrný tepelný tok podlahové otopné plochy směrem dolů při stejných vnitřních teplotách nad otopnou plochou i pod ní

$$q' = \Lambda_b \cdot \frac{\alpha'_p}{\Lambda_a} \cdot (t_p - t_i) \quad [\text{W/m}^2]$$

Při rozdílných teplotách na obou stranách podlahy $t_i \neq t'_i$ se počítá měrný tepelný tok na spodní straně podlahy ze vztahu:

$$q' = \Lambda_b \cdot \frac{\alpha'_p}{\Lambda_a} \cdot (t_p - t_i) + \Lambda_b \cdot (t_i - t'_i) \quad [\text{W/m}^2]$$

Tento tepelný tok představuje ztrátu tepla, kterou je třeba co nejvíce omezit. V případě, kdy je pod podlahou nevytápěná místnost je nutno volit větší tepelný odpor vrstvy pod trubkami $1/\Lambda_b$ než u místností ve vyšších podlažích. Nejčastěji se požaduje, aby tepelná ztráta q' nebyla větší než 10 až 15 % užitečného tepelného výkonu q . Tepelný odpor vrstvy pod trubkami je třeba zvětšit na hodnotu:

$$A_b = \frac{1}{\frac{1}{n} \cdot \left(\frac{1}{A_a} + \frac{t_i - t_i'}{q} \right)} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}]$$

kde poměr n se volí obvykle 0,05 až 0,15. [20]

Pro místnosti ležící pod jinými vytápěnými místnostmi se celková otopná plocha určí ze vztahu

$$S_p = \frac{Q_c}{q + q'} \quad [\text{m}^2]$$

kde Q_c je celková tepelná ztráta místnosti.

U místností v nejvyšším podlaží se otopná plocha počítá ze vztahu

$$S_p = \frac{Q_c}{q} \quad [\text{m}^2]$$

a celkový tepelný příkon otopné plochy Q_{PC} , který musíme dodat ve vodě, je pro oba případy dán vztahem

$$Q_{PC} = S_p \cdot (q + q') \quad [\text{W}]$$

Skutečný výkon podlahové otopné plochy je větší o tepelný tok, který sdílí okrajová plocha, ve které nejsou položeny trubky (obr. 11P).

Šířka okraje r respektive vzdálenost krajní trubky otopného hadu od stěny závisí na charakteristickém čísle podlahy m , což vyjadřuje empirický vztah

$$r = \frac{2,3}{m} \quad [\text{m}]$$

Tato šířka okraje, tedy vzdálenost první trubky otopného hadu od stěny se respektuje při návrhu resp. při umístění otopného hadu podlahy. Tepelný výkon okrajové plochy Q_o je vyjádřen vztahem.

$$Q_o = Q_p \cdot \frac{O_p}{S_p} \cdot \frac{0,448 \cdot l}{\tanh\left(\frac{l}{2} \cdot m\right)} \quad [\text{W}]$$

kde

O_p [m] obvod otopné podlahové plochy vymezený krajními trubkami
 S_p [m²] otopná podlahová plocha ohraničená krajní trubkou.

Vliv nábytku na vysokých nohách je možné zanedbat. V ploše pod nábytkem s nízkýma nohama se výkon podlahové otopné plochy snižuje o cca 50 % a u nábytku se soklem se plocha odečítá. [20]

Okrajové izolační pásy

Mezi obvodové stěny a betonovou mazaninu je nutno položit izolační pásek Rehau ,který umožní tepelné roztahování mazaniny. Tento pásek je nutno položit i do dilatačních spár v mazanině dle půdorysu ÚT.

Podlahové vytápění se nejčastěji zalévá betonem. Optimální je polosuchý beton, s frakcí štěrku 0,4 cm. Samozřejmostí je plastifikátor. Ten je určen k tomu, aby beton dobře zatekl mezi trubky a podlahová trubka dobře předávala teplo. Zvláště, použijete – li základovou deskou, kdy se podlahová trubka vtlačí mezi „štuple“. [34]

3.6.2 Beton (na bázi cementu)

Beton je levnější řešení. Navíc, použitá Kari síť (ocelová síť) která zpevňuje beton a přispívá k lepší vodivosti tepla. Dle norem, by měla být vrstva betonu 4,5 cm na trubkou. Tuto vrstvu betonu lze snížit, přidáním dalšího konstrukčního prvku. Do betonové podlahy lze topit po 28 dnech od položení. Pokud chcete natápět dříve, je nutno podlahovku „zažhavit“. (Postupný růst teploty.) [34]

3.6.3 Anhydritová směs síranu vápenatého

Anhydritová směs pro lité podlahy představuje novou generaci podlahových hmot pro vnitřní použití v novostavbách i rekonstrukcích bytových a kancelářských objektů pro plovoucí potěry, pro podlahová vytápění apod. Anhydritový tekutý potěr představuje technologicky vyzrálý hospodárný systém, ve kterém tvoří dodávky a položení jeden technologický celek. [25]

Anhydrit tvoří s vodou, pískem a přísadami vysoce tekutou hmotu, která po položení tvrdne tak rychle, že je pochozí po 24-48 hodinách, zatížitelná po 4-5 dnech. Anhydritový potěr je po vytvrdnutí hladký a bez trhlin od smrštění, nedeformuje se do miskovitého tvaru. I velké plochy lze pokládat bez dilatačních spár. Dělicí spáru je vhodné vytvořit při přechodu mezi různými výškami potěrů a při přechodu mezi plochami s podlahovým topením a bez topení.

Anhydritový potěr spojuje vynikající stavebně-fyzikální parametry (pevnost v tlaku dle požadavku minimálně 20 nebo 30Mpa, pevnost v tahu za ohybu minimálně 5Mpa) s optimálními vlastnostmi pro pokládání. Tekutý anhydritový potěr zaručuje po dobu své zpracovatelnosti min. 3 hodiny snadné, hospodárné a velmi rychlé položení, při němž odpadá fyzicky těžká tělesná práce. Tuhnutí neovlivňují nízké ani vysoké teploty a potěr lze aplikovat i v zimním období do -5°C. Po vylití podlahové směsi se místnost musí zabezpečit proti průvanu.

Díky sníženému množství vzduchových bublin a vysoké hustotě je výhodný pro podlahová vytápění, neboť snižuje oproti betonu odpor prostupu tepla a teplo odvádí do vytápěného prostoru rychleji. Obalení topných vedení je homogenní a dokonalé.

Pro lité anhydritové směsi se doporučuje následující minimální tloušťky potěru v závislosti na podkladu

- pevná konstrukce (beton) se separační vrstvou ze speciálního papíru - 30mm
- měkký podklad (tepelná izolace) - 35mm
- podlahové topení (nad nejvyšším bodem topných trubek) - 45mm

Umožňuje rychlejší regulaci – zátap a útlum, než beton. Lze jej natápět již po 7 dnech od realizace. Není vhodné používat jej ve vlhkých prostorách. Bazén, koupelna, garáž apod. Je to sádra. Má menší pevnost. Výhodou je rychlá a přesná práce. Patro máte zalito za 3 – 4 hodiny, přesná rovina. Anhydrid (sádrovec, sádra) je samonivelační. [34]

3.7 Tepelné izolace

Na všech vnitřních rozvodech musí být instalována tepelná izolace, pokud nejsou určeny k vytápění nebo temperování okolního prostoru, s výjimkou týkající se kondenzátních potrubí a nádrží.

Pro tepelné izolace rozvodů se použije materiál mající součinitel tepelné vodivosti λ u rozvodů menší nebo roven 0,045 W/m.K a u vnitřních rozvodů menší nebo roven 0,040 W/m.K (hodnoty λ udávány při 0 st. C), pokud to nevylučují bezpečnostně technické požadavky. / vyhl. 193/2007 sb /

3.7.1 Vyhláška 193//2007 sb.

Od r.2007 platí pro určování tloušťky izolací nová vyhláška 193/2007 sb.

Teorie výpočtu tepelné ztráty potrubí

$$Q_{ztr} = U_o \cdot l \cdot (t_{in} - t_{out}) \quad [W]$$

Tepelná ztráta potrubí kruhového průřezu je způsobena vedením tepla jednotlivými vrstvami potrubí a přestupem tepla do okolního prostředí.

Její velikost ovlivňují

- součinitel prostupu tepla válcovou stěnou U_o
 - materiál trubky - minimálně
 - materiál izolace - podstatně
 - přestup tepla mezi povrchem potrubí a okolního prostředí α_e
- délka potrubí l
- rozdíl teploty média uvnitř t_{in} potrubí a teploty v jeho okolí t_{out}

Pro vyčíslení součinitele prostupu tepla válcovou stěnou U_o musíme znát

$$U_o = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot (d - 2 \cdot s_t)} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d}{d - 2 \cdot s_t} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_e \cdot D}} \quad [W/mK]$$

Rozměry

- vnější průměr trubky d nebo vnitřní průměr trubky a tloušťku stěny s_t [m]
- průměr potrubí D nebo tloušťky jednotlivých vrstev potrubí (např. tloušťku izolace s_{iz}) [m]

Materiálové charakteristiky

- součinitel tepelné vodivosti λ pro jednotlivé vrstvy potrubí (trubka λ_t a izolace λ_{iz}) [W / m K]
 - závisí také na teplotě daného materiálu
 - λ materiálu trubky je ve výpočtu uvažována jako konstanta
 - λ materiálu tepelné izolace je vypočtena z rovnice teplotní závislosti daného materiálu a součinitele při teplotě 0 °C (hodnoty požadované vyhláškou č.193/2007 Sb. jsou udávány také pro 0 °C). Uvažovaná teplota, pro kterou je λ vypočtena, je teplota uprostřed izolační vrstvy. Tato teplota je aritmetickým průměrem teploty média a teploty na povrchu izolace.

Z důvodu zjednodušení probíhá výpočet pouze 2x. Při první iteraci je vypočtena povrchová teplota, z λ při teplotě 0 °C a při druhém průběhu již výpočet uvažuje λ při teplotě uprostřed izolační vrstvy. Pokud není výrobcem tepelné izolace stanovena jiná teplotní závislost, uvažujeme teplotní závislost součinitele tepelné vodivosti jako $\lambda(t) = \lambda_0 (1 + 0.0025 \cdot t)$. Zadáte-li vlastní součinitel tepelné vodivosti materiálu izolace, potom již nedochází k jeho přepočítání podle střední teploty a výpočet proběhne pouze jednou.

Veličiny

- součinitel přestupu tepla α_i mezi médiem a vnitřním povrchem trubky [W / m² K]
 - Při běžných výpočtech můžeme zanedbat, protože tepelný odpor při tomto přestupu tepla je relativně malý.
- součinitel přestupu tepla α_e mezi povrchem potrubí a okolního vzduchu [W / m² K]
 - Hodnota se mění v závislosti například na hustotě, tepelné vodivosti, měrné tepelné kapacitě okolního vzduchu, na typu proudění...
 - Vzhledem k tomu, že se jedná o komplikovaný výpočet, můžeme pro přibližné výpočty tepelné ztráty potrubí uvažovat hodnotu cca 10 W / m² K.

pro zjednodušení (zanedbáme-li tepelný odpor při přestupu tepla mezi médiem a stěnou trubky) dostaneme

$$U_a = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d}{d - 2 \cdot s_t} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_e \cdot D}} \quad [\text{W/mK}]$$

3.7.2 Vyhláška č. 193/2007

Vyhláška č. 193/2007 stanovuje (s určitými výjimkami) povinnost opatřit rozvody pro vytápění a TUV tepelnou izolací a definuje tzv. "Určující součinitele prostupu tepla" v závislosti na DN izolovaných rozvodů.

tab3.Určující součinitele prostupu tepla pro vnitřní rozvody[34]

DN [mm]	U_o [W / m K]
DN 10 - DN 15	0.15
DN 20 - DN 32	0.18
DN 40 - DN 65	0.27
DN 80 - DN 125	0.34
DN 150 - DN 200	0.40

Pro vnitřní rozvody plastových a měděných potrubí se tloušťka tepelné izolace volí podle vnějšího průměru potrubí nejbližšího vnějšímu průměru potrubí řady DN.

Pro tepelné izolace rozvodů se použije materiál se součinitelem tepelné vodivosti λ u rozvodů menší nebo roven 0,045 W / m K a u vnitřních rozvodů menší nebo roven 0,040 W / m K (hodnoty λ jsou udávány při teplotě 0 °C), pokud to nevylučují bezpečnostně technické požadavky. [34]

3.8 Regulační armatury

3.8.1 Průtokový součinitel K_v

Vyjadřuje objemový průtok vody v $m^3 h^{-1}$, který proteče regulačním ventilem za referenčních podmínek průtoku / tlakový spád 100 kPa, teplota vody 15°C/ při daném zdvihu. [34]

$$K_v = Q / \sqrt{\Delta p}$$

Q objemový průtok/ $m^3 h^{-1}$

Δp tlaková ztráta armatury / bar/

3.9 Hluk v otopné soustavě

Zdroje hluku.

Hluk v otopných soustavách má různé příčiny, různou intenzitu i různý charakter v závislosti na zdroji.[26]

Příčinou hluku může být:

- mechanický zdroj
- teplotní dilatace
- hydraulické poměry v teplovodních otopných soustavách.

1.Mechanický zdroj hluku v teplovodních otopných soustavách.

Průchody potrubí zdmi a stropem je nutné opatřit pryžovými manžetami a uložit bez předpětí. Ve vertikálním potrubí se mohou vyskytovat okraje či jiné mechanické nečistoty, které ve vznosu narážejí na stěny potrubí a jsou zdrojem permanentního klepání a šramotu.[35]

2. Teplotní dilatace jako zdroj hluku.

Teplotní změny teplotnosné kapaliny způsobují změny délky potrubí v otopných soustavách. Při chybném uložení potrubí dochází k praskání v potrubí, nesoucí se celým objektem. Jedná se o tzv. trakční hluky způsobené dilatací potrubí. K tomuto jevu dochází zejména v souvislosti s instalací termostatických radiátorových ventilů

TRV střídavě uzavírají a otevírají otopná tělesa. Mění se průtok topného media i jeho teplota. Při teplotních změnách se mění délka potrubí. Projektanti tuto skutečnost často opomíjejí. Nezabývají se pevnými a kluznými body pro uložení potrubí. V lepším případě jsou vyznačeny pevné a kluzné body u horizontálních rozvodů. Stoupačky je zpravidla nezajímají. Výsledkem bývají časté reklamace po výměně dvojregulačních ventilů za termostatické.[26]

U vícepodlažních budov stavební firma opatří prostupy stropy ocelovými průchodkami. Průchodky mívají délku odpovídající tloušťce stropu. Montážní topenářská firma přivaří stoupačky v prvním nadzemním podlaží k ocelovým průchodkám, aby stoupačky nebyly zavěšeny na otopných tělesech. Při dokončovacích pracích podlaháři ucpou ostatní průchodky maltou. Stoupačky dilatují po celé délce a vlivem tření v průchodkách dochází k trhavým pohybům stoupaček. To se projevuje praskavým zvukem, klepáním, případně skřípáním. [35]

3. Hydraulické poměry v teplovodních otopných soustavách

Termohydraulika zaručí, že nosičem tepla jsou správně aktivována teplotní čidla termostatických ventilů a k nadměrným výkyvům průtoků nedochází. Termohydraulickým vyvážením a správným nastavením otopové křivky se proto zamezí hlučnosti provozu otopné soustavy, nedotápění koncových těles otopné soustavy, sníží se tepelné ztráty v potrubní síti a uspoří se až 25% tepelné energie. Termohydraulické vyvážení také umožní přechod na nízkoteplotní parametry po zateplení staveb, s dalšími úsporami tepla při jeho výrobě a distribuci.[35]

4. Výpočtová část

4.1 Přehled konstrukcí

Zjištění prostupu tepla bylo provedeno v programu firmy Protech TOB 2005 10.0.7. Při respektování norem ČSN 73 0540.

tab.4 Přehled konstrukci

OK	U $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$	Vrstva	d mm	λ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	R_v $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
PDL10	0,473	Dřevo tvrdé kolmo k vláknům	20	0,180	0,111
		disperzní lepidlo	10	0,600	0,017
		Beton hutný (2200)	110	1,100	0,100
		Polystyren pěnový EPS (15)	80	0,043	1,860
		Asfaltové pásy a lepenky	20	0,210	0,095
		Beton hutný (2200)	120	1,100	0,109
			360		2,293
PDL13	0,447	Dřevo tvrdé kolmo k vláknům	20	0,180	0,111
		disperzní lepidlo	5	0,600	0,008
		Dřevovláknité desky měkké	25	0,042	0,595
		Dřevovláknité desky měkké	25	0,042	0,595
		desky 73 T	25	0,031	0,806
		Železobeton (2400)	60	1,340	0,045
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			185		2,190
PDL14	0,410	Dřevo tvrdé kolmo k vláknům	20	0,180	0,111
		disperzní lepidlo	5	0,600	0,008
		Beton hutný (2200)	80	1,100	0,073
		deska ORSIL P	80	0,039	2,051
		Železobeton (2400)	200	1,340	0,149
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			410		2,421
PDL15	0,429	Keram. dlažba	10	1,010	0,010
		disperzní lepidlo	10	0,600	0,017
		Beton hutný (2200)	85	1,302	0,065
		deska ORSIL P	80	0,039	2,051
		Železobeton (2400)	200	1,587	0,126
		Omítka vápenocement.	25	1,022	0,024
			410		2,294
PDL16	1,773	Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
		Polystyren pěnový EPS (15)	5	0,043	0,116
		Železobeton (2400)	200	1,340	0,149
		Keram. dlažba	20	1,010	0,020
			250		0,314
PDL17	0,473	Dřevo měkké kolmo k vláknům	20	0,150	0,133

OK	U $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$	Vrstva	d mm	λ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	R_v $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
		Dřevovláknité desky měkké	20	0,042	0,476
		desky 73 T	25	0,031	0,806
		Dřevovláknité desky měkké	20	0,042	0,476
		disperzní lepidlo	2	0,600	0,003
		Koberec	10	0,065	0,154
			97		2,049
PDL1	0,730	Keram. dlažba	10	1,010	0,010
		disperzní lepidlo	5	0,600	0,008
		Beton hutný (2200)	85	1,100	0,077
		Polystyren pěnový EPS (15)	50	0,043	1,163
		Asfaltové pásy a lepenky	20	0,210	0,095
		Beton hutný (2200)	120	1,100	0,109
PDL2	0,639		290		1,463
		Beton hutný (2200)	85	1,100	0,077
		Polystyren pěnový EPS (15)	60	0,043	1,395
PDL3	0,563		145		1,473
		Keram. dlažba	10	1,010	0,010
		disperzní lepidlo	5	0,600	0,008
		Polystyren pěnový EPS (15)	20	0,043	0,465
		Beton hutný (2200)	65	1,100	0,059
		Polystyren pěnový EPS (15)	50	0,043	1,163
		Asfaltové pásy a lepenky	20	0,210	0,095
		Beton hutný (2200)	120	1,100	0,109
PDL4	3,863		290		1,910
		Beton hutný (2200)	100	1,100	0,091
		Asfaltové pásy a lepenky	20	0,210	0,095
		Beton hutný (2200)	120	1,100	0,109
PDL5	0,277		240		0,295
		Keram. dlažba	10	1,010	
		disperzní lepidlo	10	0,600	
		Polystyren pěnový EPS (15)	20	0,043	0,465
		Beton hutný (2200)	65	1,100	0,059
		Beton hutný (2200)	110	1,100	0,100
		Polystyren pěnový EPS (30-35)	100	0,033	3,030
		Železobeton (2400)	200	1,340	0,149
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
PDL6	0,383		540		3,832
		Keram. dlažba	10	1,010	0,010
		disperzní lepidlo	10	0,600	0,017
		Polystyren pěnový EPS (15)	20	0,043	0,465
		Beton hutný (2200)	65	1,302	0,050
		Beton hutný (2200)	110	1,302	0,084
		Polystyren pěnový EPS (15)	80	0,043	1,860
		Beton hutný (2200)	100	1,302	0,077
PDL8	0,593		395		2,563
		Keram. dlažba	10	1,010	0,010

OK	U W·K ⁻¹ ·m ⁻²	Vrstva	d mm	λ W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	R _v m ² ·K·W ⁻¹
		disperzní lepidlo	10	0,600	0,017
		Beton hutný (2200)	220	1,100	0,200
		Polystyren pěnový EPS (15)	50	0,043	1,163
		Železobeton (2400)	200	1,340	0,149
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			515		1,567
PDL8	1,050				
SCH1	0,234	Sádrokarton	15	0,220	0,068
		lamel. rohože ML 3	120	0,038	3,158
		ISOPHEN - 040	60	0,039	1,538
			195		4,765
SCH2	0,186	Omítka vápenocement.	25	0,990	0,025
		Železobeton (2400)	200	1,580	0,127
		DIFUNORM VARIO	0		
		Polystyren pěnový EPS (15)	200	0,044	4,545
		Asfaltové pásy a lepenky	10	0,210	0,048
		Polystyren vytlačovaný - XPS	50	0,034	1,471
		Lepenka A 50 SH	2	0,210	
		Rostlá půda s přiroz. vlhkostí	80	1,400	0,057
			567		6,273
SN1	1,145	Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
		Porotherm 24 P+D	240	0,410	0,580
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			290		0,637
SN2	1,764	Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
		Porotherm 11,5 P+D	115	0,440	0,260
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			165		0,317
SN3	1,387	Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
		Porotherm 17,5 P+D	175	0,420	0,420
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			225		0,477
SN4	0,401	Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
		Porotherm 11,5 P+D	115	0,440	0,260
		Polystyren pěnový EPS (15)	80	0,043	1,860
		Porotherm 11,5 P+D	115	0,440	0,260
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			360		2,437
SN5	2,003	Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
		CPR lícová, rezná	140		0,190
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			190		0,247
SN6	2,135	Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
		Železobeton (2400)	250	1,340	0,187
		Fólie PVC	1	0,160	
			276		0,215

OK	U $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$	Vrstva	d mm	λ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	R_v $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
SN7	1,655	Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
		Železobeton (2400)	400	1,340	0,299
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			450		0,355
SN8	0,361	Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
		Porotherm 11,5 P+D	115	0,440	0,260
		Polystyren pěnový EPS (15)	80	0,043	1,860
		Porotherm 24 P+D	240	0,410	0,580
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			485		2,757
SN9	0,420	Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
		Porotherm 17,5 P+D	175	0,450	0,390
		Polystyren pěnový EPS (15)	80	0,043	1,860
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			305		2,307
SN10	0,396	Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
		Železobeton (2400)	400	1,340	0,299
		Polystyren pěnový EPS (15)	80	0,043	1,860
		Porotherm 11,5 P+D	115	0,440	0,260
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			645		2,476
SN11	0,361	Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
		Porotherm 24 P+D	240	0,410	0,580
		Polystyren pěnový EPS (15)	80	0,043	1,860
		Porotherm 11,5 P+D	115	0,440	0,260
		Omítka vápenocement.	25	0,880	0,028
			485		2,757
SO1	0,287	Omítka vápenocement.	20	0,990	0,020
		Železobeton (2400)	250	1,580	0,158
		Polystyren pěnový EPS (15)	140	0,044	3,182
		Vz. - svislá	20		0,175
		CPR lícová, režná	140		0,190
			570		3,725
SO17	0,295	Omítka vápenocement.	20	0,990	0,020
		Porotherm 44Si	440	0,135	3,290
		Asfaltové pásy a lepenky	20	0,210	0,095
		Beton hutný (2100)	240	1,230	0,195
			720		3,601
SO18	0,337	Omítka vápenocement.	20	0,990	0,020
		Porotherm 17,5 P+D	175	0,420	0,420
		Polystyren pěnový EPS (15)	100	0,044	2,273
		Vz. - svislá	50		0,180
		CPR lícová, režná	140		0,190
			485		3,083
SO19	0,314	Sádkokarton	15	0,220	0,068
		Polystyren pěnový EPS (30-35)	100	0,033	3,030

OK	U $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$	Vrstva	d mm	λ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	R_v $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
SO20	0,290	Sádrokarton	15	0,220	0,068
		CPR lícová, režná	140		0,190
			270		3,357
		Omítka vápenocement.	20	0,990	0,020
		Porotherm 44Si	440	0,135	3,290
SO21	0,881	Vz. - svislá	50		0,180
		CPR lícová, režná	140		0,190
			650		3,680
		Železobeton (2400)	600	1,580	0,380
		CD H dutinová	140		0,300
		CD H dutinová	140		0,300
		Omítka vápenocement.	25	0,990	0,025
			905		1,005

tab.5 Výplně otvorů

OK	U $W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2}$	kU	x m	y m	i_{LV} $m^2 \cdot s^{-1} \cdot Pa \cdot 10^4$	LS m
DN1	1,200	1,00	0,90	1,97	1,200	5,74
DN2	1,200	1,00	0,80	1,97	1,200	5,54
DN3	1,200	1,00	0,80	2,38	1,200	6,36
DN4	1,800	1,00	1,06	2,38	1,200	6,88
DN5	1,800	1,00	0,65	2,38	1,200	6,06
DN6	1,800	1,00	1,20	2,38	1,200	7,16
DN7	1,800	1,00	0,90	2,46	1,200	6,72
DN8	1,800	1,00	0,60	2,38	1,200	5,96
DN9	1,800	1,00	0,60	1,10	0,000	3,40
DN10	1,800	1,00	0,70	2,27	0,000	5,94
DN11	1,800	1,00	0,80	2,27	0,000	6,14
DO1	1,800	1,00	0,90	2,07	0,000	5,94
DO2	1,800	1,00	1,20	2,38	1,200	7,16
DX1	0,900	1,00	0,00	0,00	0,000	0,00
DX2	0,900	1,00	0,00	0,00	0,000	0,00
OD1	1,300	1,15	0,90	1,97	0,000	5,74
OD2	0,900	1,15	2,33	2,07	0,300	11,13
OD3	1,800	1,15	0,66	2,21	0,000	5,74
OD4	1,800	1,15	0,50	2,21	0,300	5,42
OD5	1,800	1,15	0,50	1,10	0,300	3,20
OD6	1,800	1,15	0,49	2,40	0,300	5,78
OD7	1,800	1,15	2,46	3,40	0,300	16,64
OD8	1,800	1,15	1,57	2,43	0,300	8,00
OD9	1,800	1,15	0,62	2,23	0,300	5,70
OD10	1,800	1,15	2,05	2,33	0,300	10,81

OK	U W·K ⁻¹ ·m ⁻²	kU	x m	y m	i _{LV} m ² ·s ⁻¹ ·Pa * 10 ⁴	LS m
OD11	0,900	1,15	6,40	2,46	0,000	17,72
OD12	0,900	1,15	1,20	0,55	0,300	3,49
OD13	1,800	1,15	0,54	1,10	0,300	3,28
OD14	1,800	1,15	1,20	2,41	0,300	7,22
OD15	1,800	1,15	0,96	10,00	0,000	21,92
OD16	1,800	1,15	1,65	5,50	0,300	27,50
OD17	0,900	1,15	2,33	2,07	0,000	8,80
OD18	1,800	1,15	0,83	2,04	0,000	0,00
OD19	1,800	1,15	0,88	1,73	0,000	0,00
OD21	2,400	1,15	0,96	2,25	1,200	6,42
OD22	2,400	1,15	1,65	1,26	1,200	7,08
OD23	1,800	1,15	0,66	1,23	0,300	3,77

4.2 Výpočet tepelných ztrát budovy

Výpočet tepelných ztrát byl proveden v programu firmy Protech TZ 9.8.9. Při respektování norem ČSN 06 0210 a ČSN 73 0540.

tab.6 Výpočet tepelných ztrát

Pa^{0,67} t_e = -17 °C p₂ = 0 21,0 °C

č.m.	účel	t _i °C	O m ³	S _p m ²	Q _{im} W	Q _{zm} W	Q _{cm} W	q _{cm} W.m ⁻²
003	PROSTOR POD SCHODY	16	0,0	0,0	0	31	31	
005	KOTELNA	12	52,6	20,0	0	63	63	3,1
007	SKLAD POTRAVIN	11	30,7	11,7	0	33	33	2,9
008	VINNÝ SKLEP	10	56,1	21,3	0	28	28	1,3
014	ŠACHTA - TECHNOLOGIE	15	0,0	0,0	0	101	101	
015	INSTALAČNÍ KANÁL	4	19,4	20,4	0	65	65	3,2
102	BOTNÍK	20	0,0	0,0	0	33	33	
210	KOMORA	18	0,0	0,0	0	1	1	
		73,4	0	354	354			
001	SCHODY	20	26,4	8,8	153	70	222	25,3
002	HALA	20	0,0	0,0	0	459	459	
004	ZÁDVEŘÍ	19	11,6	4,4	65	266	330	75,1
009	MÍSTNOST PRO PING PO	20	78,0	29,7	448	705	1 153	38,9
010	PRÁDELNA + SUŠÁRNA	20	32,0	12,2	184	257	441	36,2
011	GARÁŽ	10	96,3	36,6	403	267	670	18,3
101	ZÁDVEŘÍ	20	31,2	10,5	347	219	566	53,9
103	ZIMNÍ ZAHRADA	22	126,9	43,0	818	1 693	2 510	58,4
104	OBÝVACÍ POKOJ	22	597,8	243,0	1 711	1 963	3 674	15,1
105	JÍDELNA	22	61,5	25,0	433	1 452	1 334	53,4
106	KUCHYŇ	22	39,4	16,0	388	274	662	41,4
107	SPÍŽ	20	14,8	5,0	82	45	127	25,4
108	SCHODIŠTĚ	22	0,0	0,0	0	221	221	

109	WC	22	12,8	4,3	74	78	153	35,6
110	LOŽNICE	22	106,8	30,0	644	1 235	1 880	62,7
111	ŠATNA	20	0,0	0,0	0	32	32	
112	KOUPELNA+WC	24	47,8	16,1	586	1 242	1 829	113,6
114	PRACOVNA	22	135,3	38,0	816	1 494	2 310	60,8
115	Bazén	30	288,0	288,0	1 053	7 526	8 580	29,8
117	ŠATNA SE SPRCHOVÝM	28	0,0	0,0	0	299	299	
119	WC	28	0,0	0,0	0	192	192	
120	GARÁŽ	10	141,6	48,0	576	161	737	15,3
201	SCHODY	22	26,0	26,0	183	171	354	13,6
202	GALERIE	22	162,0	162,0	1 141	1 847	2 988	18,4
203	CHODBA	22	0,0	0,0	0	51	51	
204	LOŽNICE	22	48,5	48,5	342	608	949	19,6
205	LOŽNICE	22	59,4	59,4	418	797	1 215	20,5
206	POKOJ HOSTŮ	22	72,0	72,0	507	1 110	1 617	22,5
207	KOUPELNA	24	8,3	8,3	123	216	339	40,9
208	WC	22	0,0	0,0	0	17	17	
209	KOUPELNA	24	12,4	12,4	184	336	520	41,9
301	Půda z 204	22	25,4	25,4	179	549	728	28,7
302	Půda z 206	22	39,9	39,9	281	319	599	15,0
			1 312,4	12 138	26 171	37 758		
			1 385,8	12 138		38 112		

Legenda

Q_{im} - tepelné ztráty místnosti infiltrací

Q_{zm} - tepelné ztráty místnosti prostupem

Q_{cm} - tepelné ztráty místnosti celkem

4.3 Volba topného systému

Pro daný objekt jsem navrhnul kombinaci podlahového vytápění s otopnými tělesy deskovými a konvektory u prosklených ploch. Podlahové vytápění je navrženo vzhledem k nízké teplotě topné vody a z toho pramenícího pozitivního vlivu na účinnost zdroje tepla. V neposlední řadě je to velice komfortní a hygienický zdroj tepla obytných prostor. Otopná tělesa jsou navržena pro přechodná období a jako rychle reagující zdroj tepla, který se také dá rychle a kvalitně regulovat. Z hlavního rozdělovače bude vedena samostatná regulovaná větev podlahového vytápění obytných prostor. Podlahové vytápění bazénu bude vzhledem k odlišnosti provozu napojeno na samostatné větvi ještě před rozdělovačem. Na této větvi jsou osazeny i otopná tělesa bazénu. Z výše uvedeného rozdělovače je napojena i větev otopných těles pro obytné prostory. Celý otopný systém byl volen také vzhledem k navrženému zdroji tepla-tepelnému čerpadlu s nímž dohromady tvoří velice moderní, úsporné a komfortní vytápění

Návrh podlahového vytápění

Výpočet podlahového vytápění byl proveden v programu firmy Protech PODLAHY 3.3.4. Při respektování norem ČSN 1264.

tab.7 Návrh podlahového vytápění

Místnosti

Č.M.	Popis	Ap m ²	Aup m ²	At m ²	t _i °C	Q _{Mc} W	Q _{Mu} W	Q _{Mi} W	ΔQ W	Q _{Mi} %	Qd W
Provozní skupina: 800 -											
002	Chodba	10,5	10,5	8,6	20	682	682	710	28	104	70
009	Hrací místnost	30,0	30,0	30,0	20	1 153	1 153	1 280	127	111	192
101	Zádveří	13,6	13,6	10,0	22	566	566	748	182	131	84
102	Botník	1,0	1,0	0,7	20	50	50	64	14	126	6
103a	chodba	27,0	27,0	21,4	22	1 350	1 350	1 574	224	116	179
103b	chodba	15,4	15,4	15,4	22	1 150	1 150	898	-252	78	118
104	Obyvací pokoj	54,7	54,7	51,2	22	3 670	3 670	3 794	124	103	429
105	Jídelna	22,0	22,0	19,0	22	1 334	1 334	1 319	-15	98	155
106	Kuchyň	10,6	10,6	8,6	22	642	642	498	-144	77	66
109	WC	5,5	5,5	2,7	22	153	153	156	3	101	21
112	Koupelna2	10,0	10,0	7,0	24	1 242	1 242	1 364	122	109	62
115a	bazen	15,8	15,8	14,2	30	1 372	1 372	1 370	-2	99	131
115b	bazen	15,8	15,8	14,2	30	530	530	531	1	100	130
115c	bazen	15,8	15,8	14,2	30	490	490	493	3	100	128
117	koupelna	6,4	6,4	5,2	24	481	481	597	116	123	47
209	Koupelna3	8,8	8,8	5,8	24	841	841	848	7	100	48
		Σ = 262,9	Σ = 262,9	Σ = 228,2		Σ = 15 706	Σ = 15 706	Σ = 16 244	Σ = 538		

Podrobnější návrh je proveden v příloze: Výpočet podlahové vytápění

Návrh a výpočet rozvodů tepla

Výpočet rozvodů tepla byl proveden strojně v programu firmy Protech DIMOSW 3.3.6.

tab.8 Návrh rozvodů tepla

Výpočet - větve. Metoda výpočtu: po větvích. Kapalina: voda, $tw1 = 55,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\rho = 985,05\text{ kg.m}^{-3}$

Větev	Typ	tw1 °C	Δt K	tw2 °C	tw1vyp °C	Δt_{vyp} K	tw2vyp °C	u	Δp_{min1} Pa	ZadDT1 Pa	Q W	M_1 kg.h ⁻¹	V_v dm ³
V1->V4	D	55,0	10,0	45,0	55,0	10,0	45,0	0,70	12619	12619	9053	780,2	21,6
V2->V4	D	55,0	10,0	45,0	55,0	10,0	45,0	0,70	13202	13202	8473	730,2	23,6
V3->V4	D	55,0	10,0	45,0	55,0	10,0	45,0	0,70	4615	4615	2045	176,2	11,6
V4	D	55,0	10,0	45,0	55,0	10,0	45,0	0,70	17542	17542	19571	1 686,6	25,9
V5	D	55,0	10,0	45,0	55,0	10,0	45,0	0,70	4606	4606	13043	1 124,0	12,0
V6	D	55,0	10,0	45,0	55,0	10,0	45,0	0,70	8954	8954	4122	355,2	24,8

Celkový výkon Q = 36736 W
 Celkový hmotnostní průtok M = 3 165,8 kg.h⁻¹
 Celkový vodní objem V = 119,5 dm³

Podrobnější návrh proveden v příloze: Výpočet hydraulického systému

4.5 Návrh velikosti otopných těles

Návrh těles byl proveden v programu firmy Protech TZ 9.8.9.

tab.9 Návrh otopných těles

Těleso	Obchodní značka	Model	Typ	tw1/dt °C/K	Q _{Tn} W	Q _{Tr} W
004-01	KORADO	RADIK VK	11 VK/400	55/10	637	340
010-01	KORADO	RADIK PLAN VK	11 VK/300	55/10	853	446
011-01	KORADO	RADIK PLAN VK	22 VK/400	55/10	950	708
110-01	MINIB	PK bez ventilátoru - suché provedení	COIL- PT180	55/10	894	365
110-02	KORADO	RADIK VK	22 VK/600	55/10	3 358	1526
112-01	KORADO	KORALUX LINEAR	KL 1830	45/10	1 927	1037
114-01	MINIB	PK bez ventilátoru - suché provedení	COIL- PT180	55/10	631	257
114-02	MINIB	PK bez ventilátoru - suché provedení	COIL- PT180	55/10	631	257
114-03	KORADO	RADIK VK	33 VK/300	55/10	1 931	897
114-04	KORADO	RADIK VK	33 VK/300	55/10	1 931	897
115*01	ŽDB VIADRUS	Kalor3	900/70	45/10	2 791	1432
117-01	KORADO	KORALUX LINEAR EXKLUSIVE	KLX 1340	55/10	487	366
120-01	KORADO	RADIK PLAN VK	21 VK/300	55/10	1 018	760
201-01	KORADO	KORATHERM VERTIKAL - M	K10VM1100	55/10	1 019	587
202-01	KORADO	RADIK VK	22 VK/600	55/10	3 358	1526
202-02	KORADO	RADIK VK	22 VK/600	55/10	3 358	1526
204-01	MINIB	PK bez ventilátoru - suché provedení	COIL- PT180	55/10	1 157	472
204-02	KORADO	RADIK VK	22 VK/600	55/10	2 686	1221
205-01	MINIB	PK bez ventilátoru - suché provedení	COIL- PT180	55/10	1 157	472
205-02	KORADO	RADIK VK	22 VK/600	55/10	1 679	763
206-01	KORADO	RADIK VK	22 VK/600	55/10	5 037	2290
207-1	KORADO	KORALUX LINEAR CLASSIC	KLC 1340	55/10	589	446
209-1	KORADO	KORALUX LINEAR CLASSIC	KLC 1340	55/10	589	446
38668		19037				

4.7 Návrh zdroje tepla

4.7.1 Tepelná čerpadla

Jako zdroj tepla pro vytápění domu a bazénu, ohřev bazénové vody, vzduchotechniku bazénu a pro ohřev TUV jsem zvolil tepelné čerpadlo .

Při volbě tepelného čerpadla je potřeba respektovat tyto podmínky

1. maximální teplota topné vody z čerpadla je 55°C
2. je důležité zvolit správnou velikost čerpadla vzhledem k velikosti a současnosti jednotlivých odběrů a také s přihlédnutím k tomu ,že po vypnutí čerpadla dochází k blokování chodu čerpadla. Po dobu cca 15 minut
3. velikost čerpadla má přímý vliv i na investiční náklady objektu , neboť 1 kW instalovaný představuje cca 25 000 Kč
4. velikost čerpadla a elektrokotle má přímý vliv i na velikost hlavního jističe objektu a tedy i na velikost pravidelných plateb .
5. vzhledem k snaze dosáhnou co nejvyšší topný faktor je nutno volit co nejmenší výstupní teplotu topné vody z čerpadla
6. s tím je v rozporu i požadavek vzduchotechniky bazénu na co nejvyšší teplotu topné vody a obecný požadavek na vyšší teplotu topné vody do otopných těles

4.7.1 Volba výkonu tepelného čerpadla

Volbě výkonu tepelného čerpadla je potřeba věnovat maximální pozornost. Způsob navrhování je odlišný od ostatních zdrojů tepla. Nejběžnějším způsobem návrhu tepelného čerpadla je bivalentní zapojení. Při tomto zapojení pokrývá tepelné čerpadlo pouze část tepelné ztráty objektu a zbytek je v případě potřeby pokryt jiným zdrojem tepla.

Důvody pro volbu tohoto zapojení jsou v zásadě tři:

1. Snížení investičních nákladů na tepelné čerpadlo
2. Snížení četnosti startů tepelného čerpadla a prodloužení životnosti kompresoru
3. Druhý zdroj tepla zároveň slouží jako záloha při výpadku tepelného čerpadla

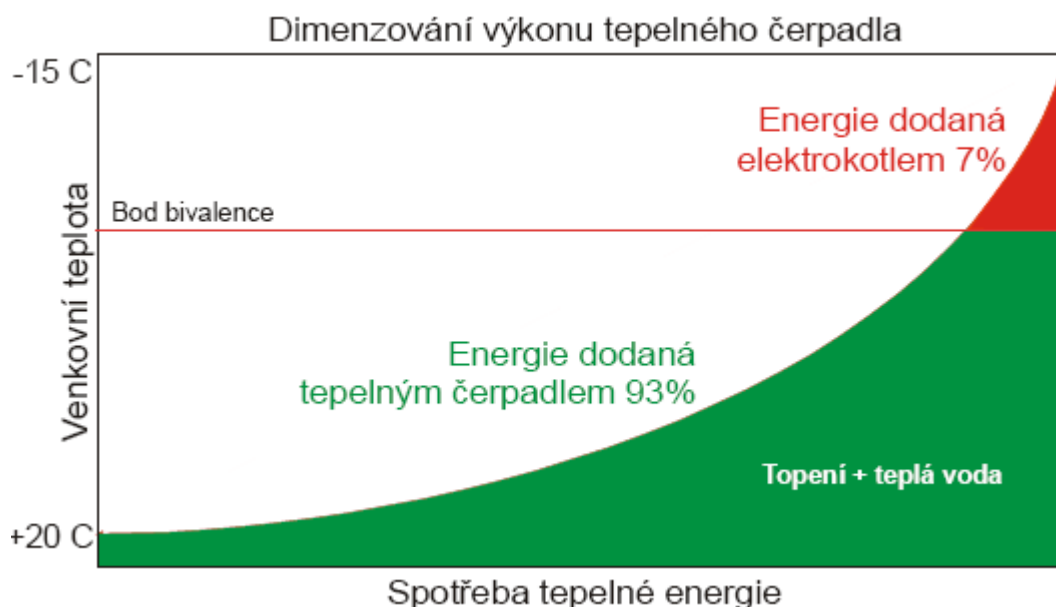
V následující tab.10 a obr.14 je uvedena závislost míry bivalence na množství energie dodané tepelným čerpadlem.

Tab. 10 Krytí spotřeby tepla při různých výkonech tepelných čerpadel [24]

Podíl TČ (%)**	0	30	40	45	50	55	60	65	70	80	90	100
Krytí potřeby (%)*	0	61	72	78	82	86	89	91	93	96	98	100

***Podíl TČ je poměr výkonu tepelného čerpadla a tepelné ztráty objektu*

** Krytí potřeby je podíl tepelné energie dodané do objektu tepelným čerpadlem*



obr.14 Dimenzování výkonu tepelného čerpadla [24]

3.7.1.1 Výběr modelu

Doporučený výkon tepelného čerpadla je 55-70% tepelné ztráty objektu[24]

Tepelné ztráty objektu 38,1 kW

55% = 21 kW

70% = 27 kW

Tento výkon zajistí potřebu tepla na vytápění , ohřev TUV , ohřev bazénové vody. K tomuto výkonu je potřeba přičíst cca 70% potřebu tepla pro ohřev vzduchotechniky bazénu tj. 70 % z 11.9 kW tj. 8.3 kW



obr.15 Náhled na tepelné čerpadlo řady D [24]

Výkon zvoleného čerpadla se bude pohybovat od cca 29 kW do 35 kW. Z výrobní řady čerpadel jsem zvolil čerpadlo D33 s výkonem 32,9 kW a elektrickým příkonem 7,9 kW.

Topný faktor, který vyjadřuje poměr mezi topným výkonem a elektrickým příkonem je 3.1 a závisí na teplotě primární a sekundární straně tepelného čerpadla.

tab.11 Přehled druhů tepelných čerpadel od firmy IVT řady D [24]

Tepelné čerpadlo		D20 / E20	D25 / E25	D33	D40	D55	D70
Výkon při 0°C / 35°C ¹	kW	21	25,5	32,9	41,5	54,8	67,8
Příkon	kW	5,1	6,3	7,9	10,4	13,5	16,7
Topný faktor při 0°C / 35°C		4,1	4	4,2	4	4,1	4,1
Výkon při 0°C / 50°C ³	kW	20	24,8	33,3	40,9	55,6	69,8
Příkon	kW	7,1	8,7	10,7	14,3	17,7	22,3
Topný faktor při 0°C / 50°C		2,8	2,9	3,1	2,9	3,1	3,1
Vestavěný elektrický kotel (E model)		6,7 – 11,3 – 18 kW ⁴	9 – 18 – 27 kW ⁴				
Nominální průtok na studeném okruhu	l/s	1,15	1,44	2,02	2,38	3,16	3,95
Vestavěné čerpadlo - externí tlak	kPa	72	70	65	60	70	90
Nominální průtok na teplém okruhu	l/s	0,59	0,74	0,99	1,22	1,40	1,73
Vestavěné čerpadlo - externí tlak	kPa	43	38	43	38	30	30
Maximální provozní proud	A	13,7	16,4	23,4	26,5	36,5	46,3
Pojistka pro tepelné čerpadlo	A	20	25	32	40	40	50
Pojistka při dotopu 11,3 kW (E model)	A	35					
Pojistka při dotopu 18 kW (E model)	A	50	50				
Pojistka při dotopu 27 kW (E model)	A		63				
Hmotnost	kg	210		240		510	
Připojení na studeném okruhu		Cu 42				Cu 42	
Připojení na teplém okruhu		Cu 35				Cu 54	
Množství chladiva	kg	3,7	4,2	4,5	8,5	9,2	9,8
Chladicí médium		Bezfreonové chladivo R 407 C					
Rozměry	mm	700 x 750 x 1550				950 x 750 x 1550	
Elektrické zapojení		400 V, N3 fáze					
Výměníky		Nerezové deskové					
Kompresor		Maneurop scroll					
Max.výstupní teplota		55 °C					

Vybavení tepelného čerpadla (zahrnuto v ceně zařízení):

- Oběhová čerpadla primárního i sekundárního okruhu **instalováno uvnitř**
 - Ekvitermní regulátor REGO 600 s řízením dotopového kotle, řízením ohřevu TUV **instalováno uvnitř**
- v bojleru, diagnostikou poruch a dalšími funkcemi. Komunikace v českém jazyce.
- Venkovní čidlo pro ekvitermní regulátor **v příslušenství**

4.7.2 Návrh velikosti kolektorů tepelného čerpadla

Zvolil jsem dle zadání plošný kolektor z důvodů lepších provozních nákladů než při využití vrtů, ale také při výrazně nižších pořizovacích nákladech (20 – 50 % ceny vrtu). Omezující podmínkou je pouze velikost pozemku a případná devastace již „hotové“ zahrady, která v případě novostavby s dostatečně velkou zahradou nehrozí

Velikost plošného kolektoru

Velikost plošného kolektoru je závislá na velikosti tepelného čerpadla. K jednotlivým velikostem čerpadel má výrobce přiřazeny i celkové délky hadic a maximální délky jedné smyčky. Smyčky se provádí z hadic 40*3,7 mm a všechny smyčky by měly mít stejnou délku.

Dimenzování plošného kolektoru:

Tepelný zisk primární smyčky se předpokládá:

Normální zemina 25 W/m trubky

Vlhká zemina 16 W/m trubky

Suchá zemina 12 W/m trubky

Návrh délky trubek $32900/16 = 2056$ m

Teplovní spád primárního okruhu 2-5°C

Náplň nemrznoucí směs

Průtok v primárním okruhu 2.02 l/s

Počet smyček $5=2056/412$ m

Tlaková ztráta 1m potrubí při daném průtoku 0.98 kPa

Tlaková ztráta jedné smyčky $0,01\text{kPa} \cdot 412 \text{ m} = 41.2$ kPa

Tlaková ztráta zdroje 5 kPa

Tlaková ztráta rozdělovače a měděného přípojného potrubí 4.5 kPa

Požadovaný tlak vestavěného čerpadla $41.2+5+4.5=50.7$ kPa

Externí tlak vestavěného čerpadla 65 kPa

Délka smyčky vyhovuje

Velikost plochy se smyčkami 2060 m²

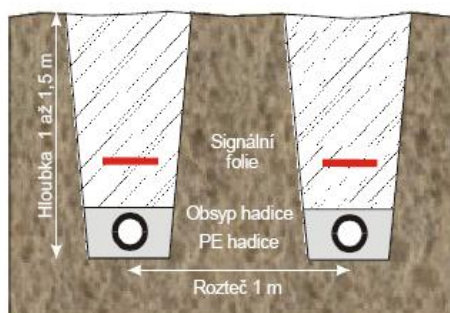
Výkopy do nichž se pokládá hadice se provádějí v rozteči 1 m. V praxi to znamená, že 1 m hadice odpovídá 1 m² plochy pozemku. V případě nedostatečné velikosti pozemku, je možné rozteč snížit na 80 cm.[17]

Zemní práce

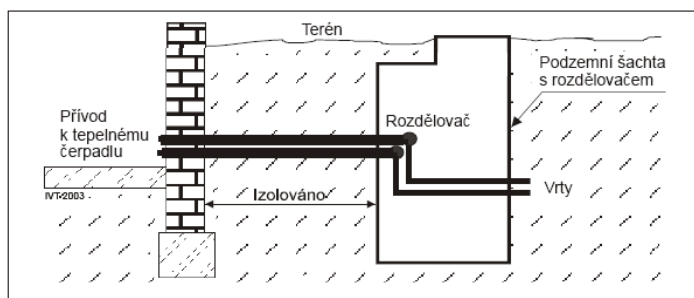
Hadice je uložena ve výkopu hlubokém 1 - 1,5 m viz obr.16. Šířka výkopu je libovolná a je závislá na charakteru zeminy a způsobu provedení výkopu. Většinou je postačující šířka 0,3m

Materiál hadice

Pro plošné kolektory je možné použít hadice ze dvou druhů materiálu LDPE nebo HDPE. Důležité je, že tyto rozdílné materiály nelze navzájem spojovat svařováním, ale pouze mechanickými spojkami. Proto se doporučuje zhotovit celý plošný kolektor z jednoho druhu materiálu, který pak lze svařovat.



Obr.16 Náčrtes uložení zemního kolektoru [24]



obr.17 Připojení TČ k rozdělovači [24]

3.7.3 Návrh velikosti akumulční nádoby

Aby byla zajištěna tepelná pohoda prostředí a ekonomie provozu zvolil jsem akumulční nádobu od firmy IVT o objemu 750 litru. Tato akumulční nádoba je vhodná pro kombinaci s tepelným čerpadlem. Jeho použití je nezbytné v systémech vytápění s nadřazenými regulačními systémy. Objem nádrže se volí tak, že musí pokrýt nejméně 15 min plného výkonu vzduchotechniky, tak aby teplota na vstupu do klimatizace nebyla nižší než 40°C. Uvádí se že na 1 kW tepelného čerpadla potřebujeme 10-20 litrů akumulční nádoby.
 $20 \times 32,9 = 658$ Zvolil jsem nejbližší objem akumulční nádoby 750 l viz tab.12.

Kontrola na pokrytí 15 minut na vybíjení zásobníku.

Doba nabíjení a vybíjení zásobníku je určena z následujících vztahů:

$$Q_{vzd} \cdot \tau_{vyb} = \rho \cdot V \cdot c_p \cdot \Delta t ,$$

$$Q_{zdr} \cdot \tau_{nab} = 1,1 \cdot \rho \cdot V \cdot c_p \cdot \Delta t ,$$

v těchto vztazích je	Q_{vzd} (W)	výkon výměníku vzduchotechniky ($Q_{vzd} = 11,9$ kW),
	Q_{zdr} (W)	výkon zdroje tepla (tepelné čerpadlo $Q_{zdr} = 32,9$ kW),
	τ_{nab} (s)	doba nabíjení zásobníku,
	τ_{vyb} (s)	doba vybíjení zásobníku,
	Δt (°C)	pokles teploty v zásobníku.
	c_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	měrná tepelná kapacita vody $c_p = 4178,4$ J.kg ⁻¹ .K ⁻¹

Připustíme – li pokles teploty v zásobníku $\Delta t = 4$ °C, vychází doba nabíjení zásobníku 6,3 minut, doba vybíjení je potom 17,5 minut. Akumulátor pokrývá 15 minutový výpadek.

$$M = \frac{11,9}{4187 \cdot 6} = 2,84 \text{ kg} / \text{s} ,$$

objemový průtok

$$V = \frac{0,186 \cdot 3600}{995} = 1,028 \text{ m}^3 / \text{h} .$$

tab.12 Akumulátory od firmy IVT[24]

Akumulátory IVT		100	300	302	500	502	504	750	752	754	756
Objem	l	100	300	320	500	500	500	750	750	750	750
Šířka/hloubka	mm	Ø 400	600	Ø 630	705	705	705	Ø 980	Ø 980	Ø 980	Ø 980
Výška	mm	1570	1500	1680	1680	1680	1680	1830	1830	1830	1830
Připojení topné vody		1" ext.	1" ext.	2" int.	2" int.	2" int.	2" int.	2" int.	2" int.	2" int.	2" int.
Jímka na teploměr/čidlo		-	-	3/4" int.	3/4" int.	3/4" int.	3/4" int.	3/4" int.	3/4" int.	3/4" int.	3/4" int.
Max. povolený tlak	bar	1,5	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Připojení užitkové vody		-	-	Cu 22	-	Cu 22	Cu 22	-	Cu 22	Cu 22	Cu 22
Připojení elektropatrony		-	-	2" int.	2" int.	2" int.	2" int.	2" int.	2" int.	2" int.	2" int.
Počet vložek výměníků		-	-	2	-	2	4	-	2	4	6
Plocha vložek výměníků	m ²	-	-	6,2	-	6,2	12,4	-	6,2	12,4	18,6
Hmotnost bez vody	kg	47	90	110	120	155	170	140	175	190	190

4.7.4 Návrh ohřevu teplé užitkové vody

Pro dosažení co nejvyšší teploty užitkové vody v bojleru je nutné pro daný výkon tepelného čerpadla zvolit bojler s odpovídající velikostí a plochou výměníku. Doporučené kombinace bojlerů a tepelných čerpadel jsou uvedeny v následující tab.13

Tab.13 Výběr modelu TUV

Tepelné čerpadlo	Vhodné bojler IVT	Vhodné bojler ACV
E6 - E11 PLUS, Optima 400 – 700	IVT D 200/90	ACV SMART 320, HR 321, SMART 240
E14 - E17 PLUS, Optima 1000 - 1300	IVT D 200/90	ACV SMART 320, SMART 420, HR 321, HRBE 380
D20/E20, G21		ACV SMART 420, HRBE 380, HR 601
D25/E25, G26		ACV HR 601
D33, G35		ACV JUMBO 800
D40, G45		ACV JUMBO 1000

Pro ohřev TUV jsem zvolil Dvouplášťový bojler ACV JUMBO 800 viz obr.18. Je zapojen v sérii s akumulační nádobou. Tyto bojler mají výhodu v tom že, ve vnějším plášti bojleru je větší množství topné vody, která slouží jako akumulátor a omezuje četnost spínání tepelného čerpadla. Dvouplášťové bojler mají velkou přestupní plochu výměníku a umožňují tak rychle ohřát užitkovou vodu na teploty 45 – 50°C.



Obr.18 ACV JUMBO 800 [24]

Ohříváč vody s instalací na podlahu
Izolace z 120 mm minerální vlny
Vstup a výstup topení (primární okruh) vzadu.

Hlavní charakteristiky Objem (celkem) (l): 800
Rozměry - Šířka nebo průměr (bez přípojek) (mm): 1020
Rozměry - Hloubka (bez přípojek) (mm): 1020
Rozměry - Výška (bez přípojek) (mm): 1915
Špičkový průtok 40°C (l/10'): 1881
Max. topný příkon (kW): 100

4.7.5 Návrh ohřevu bazénové vody

U bazénového výměníku je regulace nastavena tak, aby byl bazén ohříván v době, kdy nejsou zvýšené požadavky na odběr tepla v domě, např. v noci. Ohřev vody v bazénu je vázán na chod bazénové filtrace. Pokud je filtrace v provozu a teplota vody v bazénu je nižší než nastavená na regulátoru, přepne se 3-cestný ventil a tepelné čerpadlo plným výkonem začne ohřívat vodu v bazénu. Filtrace bazénu trvá osm hodin a u toho procesu se snažím využít čas ke čtyřem půl hodinovým intervalům, kdy vytápíme bazén na požadovanou teplotu. Bazénový výměník navrhují tak, aby pokrýval plně výkon čerpadla. Bazénová technologie jejíž součástí je i dodávka bazénového výměníku není součástí diplomové práce.

Pro určení velikosti oběhového čerpadla návrh větve jsem uvažoval plný výkon tepelného čerpadla tedy 33 kW do výměníku, který by rozhodně neměl být menší svým výkonem, než je výkon tepelného čerpadla.

Jmenovitý tepelný spád topné vody 50/40°C

Jmenovitý průtok 2837 kg/hod

Tlakové ztráty výměníku 15 kPa

Tlakové ztráty větve a armatur 5 kPa

4.7.6 Návrh ohřevu vzduchotechniky bazénu

Propojení tepelného čerpadla se vzduchotechnikou je jedním z nejsložitějších úkolů neboť je velmi nutné zhodnotit poměr výkonu pro VZT a vytápění a zda vzduchotechnika poběží většinu dne nebo se jedná pouze o několik okamžiků denně. Projektant VZT většinou žádá, aby teplota topné vody nebyla regulována ekvitermně, ale aby byla konstantní, nejlépe o min. teplotě 55°C. To je v rozporu se základními podmínkami ekonomiky provozu tepelných čerpadel.

U této větve využíváme toho, že okruh vytápění objektu má velkou akumulaci tepla a nemusí být trvale zásobován teplou vodou. Větev VZT má prioritu před vytápěním objektu a bazénovým výměníkem, protože nesmí nastat stav, kdy by do vzduchotechniky šla teplota menší než čtyřiceti stupňů celsia, tím by byla narušena tepelná pohoda prostředí v bazénu. Samotný návrh vzduchotechniky bazénu vody není součástí diplomové práce. Pro návrh oběhového čerpadla a větve jsem uvažoval následující parametry na větvi.

Jmenovitý tepelný spád topné vody 50/40°C

Jmenovitý výkon VZT 11.9 kW

Jmenovitý průtok 1023 kg/hod

Tlakové ztráty VZT 2.5 kPa

Tlakové ztráty větve a armatur 3 kPa

Regulace elektroventilem před jednotkou

VZT jednotka-teplovzdušné cirkulační vytápění a rovnotlaké větrání s rekuperací např. jednotka Duplex Atrea

4.7.7 Elektrokotel

Bilance tepla

-tepelné ztráty 38.1kW

-vzduchotechnika 11,9 kW

-ohřev bazénové vody

-ohřev TUV

Předpoklady pro návrh elektrokotle:

-ohřev bazénové vody probíhá v noci mimo špičku vytápění

-ohřev TUV probíhá v noci mimo špičku a krátkodobě ve dne s omezením vytápění což vzhledem k akumulaci tepla a zvolenému vytápění nemá žádný dopad na vnitřní prostředí v budově.

Velikost elektrokotle je stanovena na součet krytí spotřeby tepelných ztrát a VZT což je 50 kW .

Výkon tepelného čerpadla je 33 kW

Zvolený výkon elektrokotle 18 kW

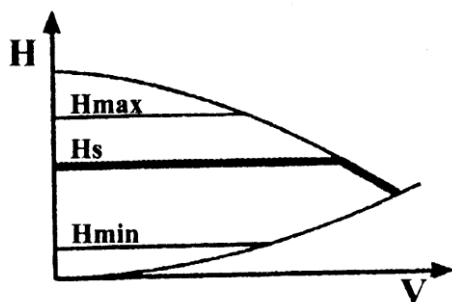
Součet 51 kW

Zvolil jsem elektrokotel od firmy Kopřiva 18kW , tři stupně spínání výkonu / 6-12-18 kW /.

4.8 Návrh čerpadel

Provozní bod oběhového čerpadla je definován jako průsečík hydraulické charakteristiky čerpadla a hydraulické charakteristiky potrubní sítě. Je určen požadovaným průtokem zásobovanou větví a tlakovou ztrátou zásobované větve potrubní sítě. Svou polohu mění v závislosti na okamžitém průtoku otopné vody potrubním okruhem.

Čerpadlo se navrhuje podle charakteristiky sítě při úplném otevření regulačních armatur. Při zavírání (škrcení) regulačních armatur (pokud se nemění otáčky čerpadla) se posouvá charakteristika sítě doleva od charakteristiky při jmenovitých (návrhových) podmínkách. To u neregulovaných čerpadel způsobí, že pracují s vyšším dopravním tlakem. Z tohoto důvodu



se dnes hojně používají čerpadla regulovaná na konstantní tlakovou diferenci $\Delta p - c$. Při jejich použití se redukuje přebytečný dopravní tlak, klesá spotřeba energie, klesá i hluchnost, která se vyskytuje u regulačních ventilů[20].

Obr. 19 Průběh regulace $\Delta p - c$ [27]

Návrh prvního čerpadla (větev s otopnými tělesy)

Z výstupních hodnot $p=22,04$ kPa, $Q=1682$ kg/h Jsem dosadil do programu Wilo Select 3.1.6 a navrhl čerpadlo Obr. 20

Návrh druhého čerpadla (větev podlahové vytápění)

Z výstupních hodnot $p=8,006$ kPa, $Q=475,2$ kg/h Jsem dosadil do programu Wilo Select 3.1.6 a navrhl čerpadlo Obr. 21

Návrh třetího čerpadla (větev vytápění bazénu)

Z výstupních hodnot $p=11,567$ kPa, $Q=160,9$ kg/h Jsem dosadil do programu Wilo Select 3.1.6 a navrhl čerpadlo Obr. 22

Návrh čtvrtého čerpadla (větev VZT)

Z výstupních hodnot $p=5,5$ kPa, $Q=1023$ kg/h Jsem dosadil do programu Wilo Select 3.1.6 a navrhl čerpadlo Obr. 23
přerušovaný provoz

Návrh pátého čerpadla (větev Bazénový výměník)

Z výstupních hodnot $p=2,0$ kPa, $Q=2837$ kg/h Jsem dosadil do programu Wilo Select 3.1.6 a navrhl čerpadlo Obr. 24
přerušovaný provoz

Návrh šestého čerpadla (větev TUV a AKUMULAČNÍ NÁDRŽ)

Z výstupních hodnot $p=0,5$ kPa, $Q=1000$ kg/h Jsem dosadil do programu Wilo Select 3.1.6 a navrhl čerpadlo Obr. 25
přerušovaný provoz

Phone Telefax	Star-E 30/1-5 EasyStar System: Energy saving pump	
Customer WILO AG Customer no. Contact Care of	Project Project no. Position no. Location	Page 1 / 1 Date 2008-04-20

Requested data

Flow	1,682	ml/h
Head	2,204	m
Fluid	Water, pure	
Fluid temperature	50	°C
Density	0,9881	kg/dm³
Kinematic viscosity	0,5478	mm²/s
Vapor pressure	0,1247	bar

Pump data

Make	WILO	
Type	Star-E 30/1-5 EasyStar 1~	
Pump type	Single head pump	
Operating type	dp-v	
Pressure rating	PN 10	
Min. fluid temperature	20	°C
Max. fluid temperature	110	°C

Hydraulic data (duty point)

Flow	1,68	ml/h
Head	2,2	m
Power input P1	0,0561	kW

Minimum suction head

Temperature	50	95	110			°C
Minimum suction head	0,5	3	10			m

Materials / Shaft seal

Pump housing	Grade 14 cast iron
Shaft	X 40 Cr 13
Impeller	Resin
Bearing	Metal impregnated carbon

Dimensions mm

a1	33	b3	74				
l0	180	l2	90				
l1	96	b0	93				
b1	106	l3	78				
b2	56	l4	160				

Suction side 1 1/2" G 2 / PN 10
 Discharge side 1 1/2" G 2 / PN 10
 Weight 2,8 kg

Motor data

Energy efficiency class	B	
Rated power P2	0,05	kW
Power input P1	0,07576	kW
Nominal speed	2680	1/min
Rated voltage	1~230 V, 50 Hz	
Max. power consumption	0,31	A
Degree of protection	IP 42	
Permitted voltage tolerance +/- 10%		

Item no. of standard version 4065963

Reserves to change any technical data.

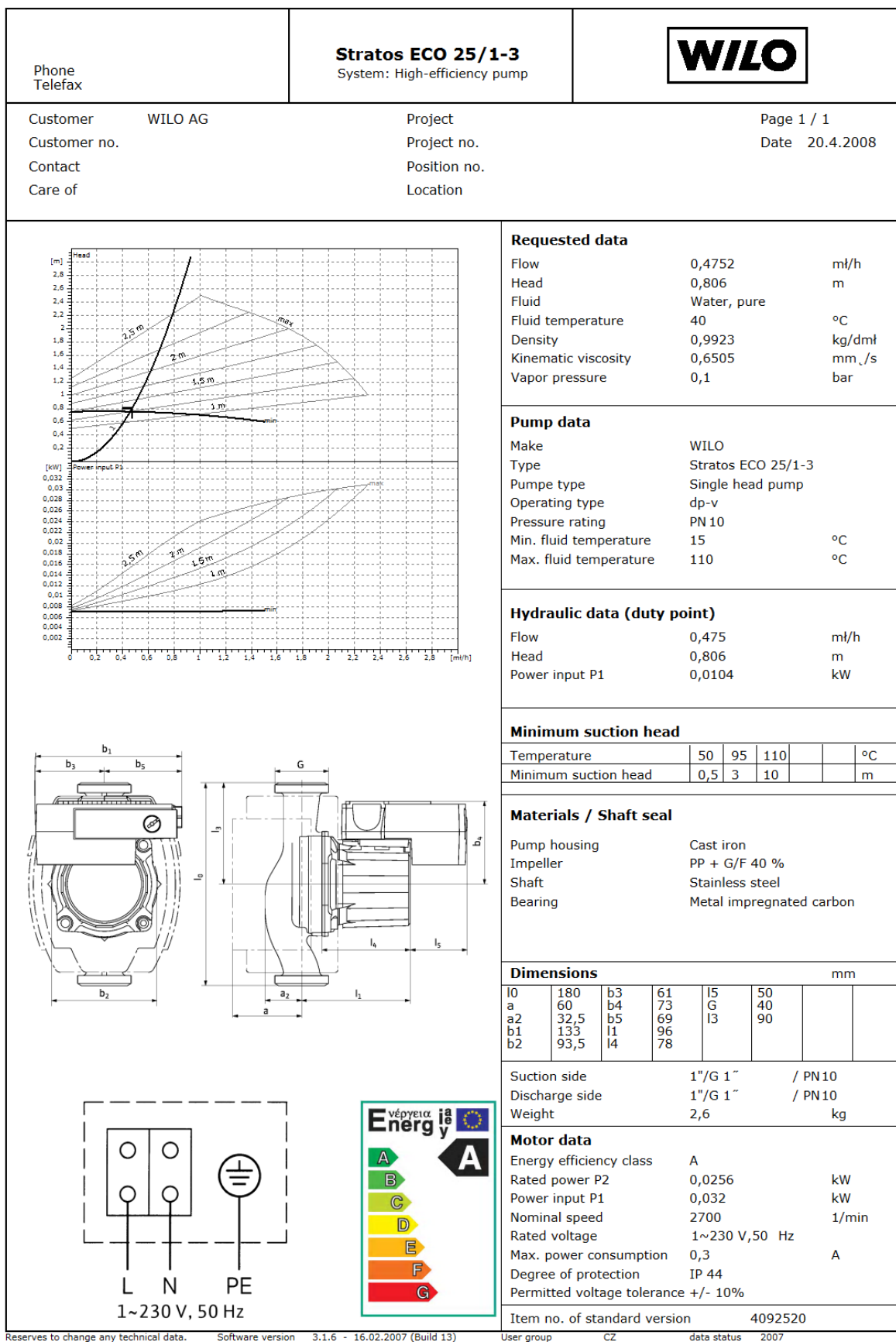
Software version 3.1.6 - 16.02.2007 (Build 13)

User group CZ

CZ

data status 2007

Obr. 20 Navržené čerpadlo [31]



Obr.21 Navržené čerpadlo [31]

Phone Telefax	Stratos ECO 30/1-3 System: High-efficiency pump	
Customer WILO AG Customer no. Contact Care of	Project Project no. Position no. Location	Page 1 / 1 Date 20.4.2008

1~230 V, 50 Hz

Requested data

Flow	0,1609	ml/h
Head	1,157	m
Fluid	Water, pure	
Fluid temperature	40	°C
Density	0,9923	kg/dm³
Kinematic viscosity	0,6505	mm²/s
Vapor pressure	0,1	bar

Pump data

Make	WILO	
Type	Stratos ECO 30/1-3	
Pump type	Single head pump	
Operating type	dp-v	
Pressure rating	PN 10	
Min. fluid temperature	15	°C
Max. fluid temperature	110	°C

Hydraulic data (duty point)

Flow	0,161	ml/h
Head	1,16	m
Power input P1	0,00945	kW

Minimum suction head

Temperature	50	95	110			°C
Minimum suction head	0,5	3	10			m

Materials / Shaft seal

Pump housing	Cast iron
Impeller	PP + G/F 40 %
Shaft	Stainless steel
Bearing	Metal impregnated carbon

Dimensions mm

l0	180	b3	61	l5	50		
a	60	b4	73	G	50		
a2	32,5	b5	69	l3	90		
b1	133	l1	96				
b2	93,5	l4	78				

Suction side	1 1/2" G 2	/ PN 10
Discharge side	1 1/2" G 2	/ PN 10
Weight	2,7	kg

Motor data


Energy efficiency class	A	
Rated power P2	0,0256	kW
Power input P1	0,032	kW
Nominal speed	2700	1/min
Rated voltage	1~230 V, 50 Hz	
Max. power consumption	0,3	A
Degree of protection	IP 44	
Permitted voltage tolerance	+/- 10%	

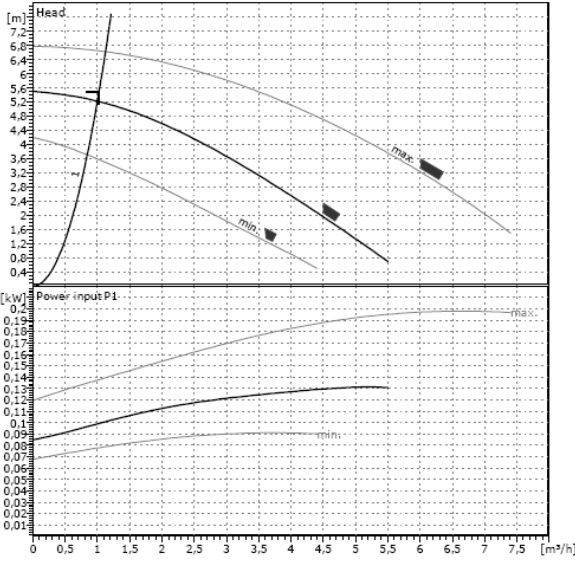
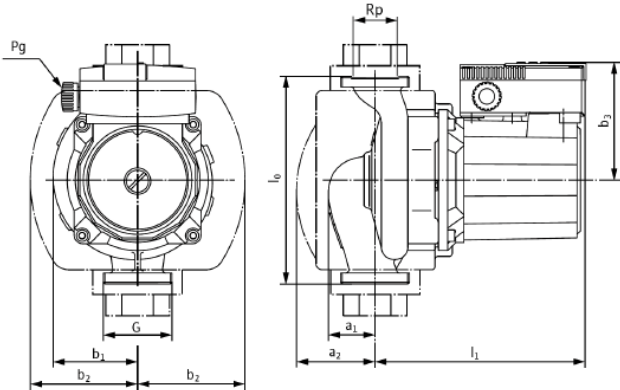
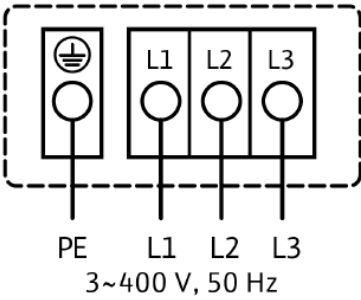

Item no. of standard version	4092521
------------------------------	---------

Reserves to change any technical data. Software version 3.1.6 - 16.02.2007 (Build 13)

User group CZ data status 2007

Obr.22 Navržené čerpadlo [31]

WILO AG Nortkirchenstrasse 100 D 48293 Dortmund Phone 0231/4102-7515 Telefax 0231/4102-7666		TOP-S 30/7 3~ PN 10 System: Standard pump			
Customer		Project		Page 1 / 1	
Customer no.		Project no.		Date 2008-05-13	
Contact		Position no.			
Care of Kompetenz-Team		Location			

		Requested data Flow 1,023 m³/h Head 5,5 m Fluid Water, pure Fluid temperature 20 °C Density 0,9982 kg/dm³ Kinematic viscosity 1,001 mm²/s Vapor pressure 0,1 bar																																				
		Pump data Make WILO Type TOP-S 30/7 3~ Pumpe type Single head pump Pressure rating PN10 Min. fluid temperature -20 °C Max. fluid temperature 130 °C																																				
		Hydraulic data (duty point) Flow 0,997 m³/h Head 5,23 m Power input P1 0,0989 kW Speed 2100 1/min																																				
Minimum suction head <table border="1"> <tr> <td>Temperature</td> <td>50</td> <td>95</td> <td>110</td> <td>130</td> <td>°C</td> </tr> <tr> <td>Minimum suction head</td> <td>0,5</td> <td>5</td> <td>11</td> <td>24</td> <td>m</td> </tr> </table>				Temperature	50	95	110	130	°C	Minimum suction head	0,5	5	11	24	m																							
Temperature	50	95	110	130	°C																																	
Minimum suction head	0,5	5	11	24	m																																	
		Materials / Shaft seal Housing EN-GJL 200 Shaft X 40 Cr 13 Impeller Fiber-reinforced PP Bearing Metal impregnated carbon																																				
		Dimensions mm <table border="1"> <tr> <td>b1</td> <td>66</td> <td>a1</td> <td>34</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>b2</td> <td>88</td> <td>a2</td> <td>64</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>b3</td> <td>92</td> <td>Pg</td> <td>1 x 13,5</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>l0</td> <td>180</td> <td>G</td> <td>G2</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>l1</td> <td>172</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>		b1	66	a1	34				b2	88	a2	64				b3	92	Pg	1 x 13,5				l0	180	G	G2				l1	172					
b1	66	a1	34																																			
b2	88	a2	64																																			
b3	92	Pg	1 x 13,5																																			
l0	180	G	G2																																			
l1	172																																					
		Suction side 1 1/4" / G 2 / PN 10 Discharge side 1 1/4" / G 2 / PN 10 Weight 5 kg																																				
																																						
		Motor data Energy efficiency class D Rated power P2 0,09 kW Power input P1 0,2 kW Nominal speed 2600 1/min Rated voltage 3~400 V, 50 Hz Max. power consumption 0,45 A Degree of protection IP 44 Permitted voltage tolerance +/- 10%																																				
		Item no. of standard version 2048323																																				

Reserves to change any technical data.

Software version

3.1.6 - 16.02.2007 (Build 13)

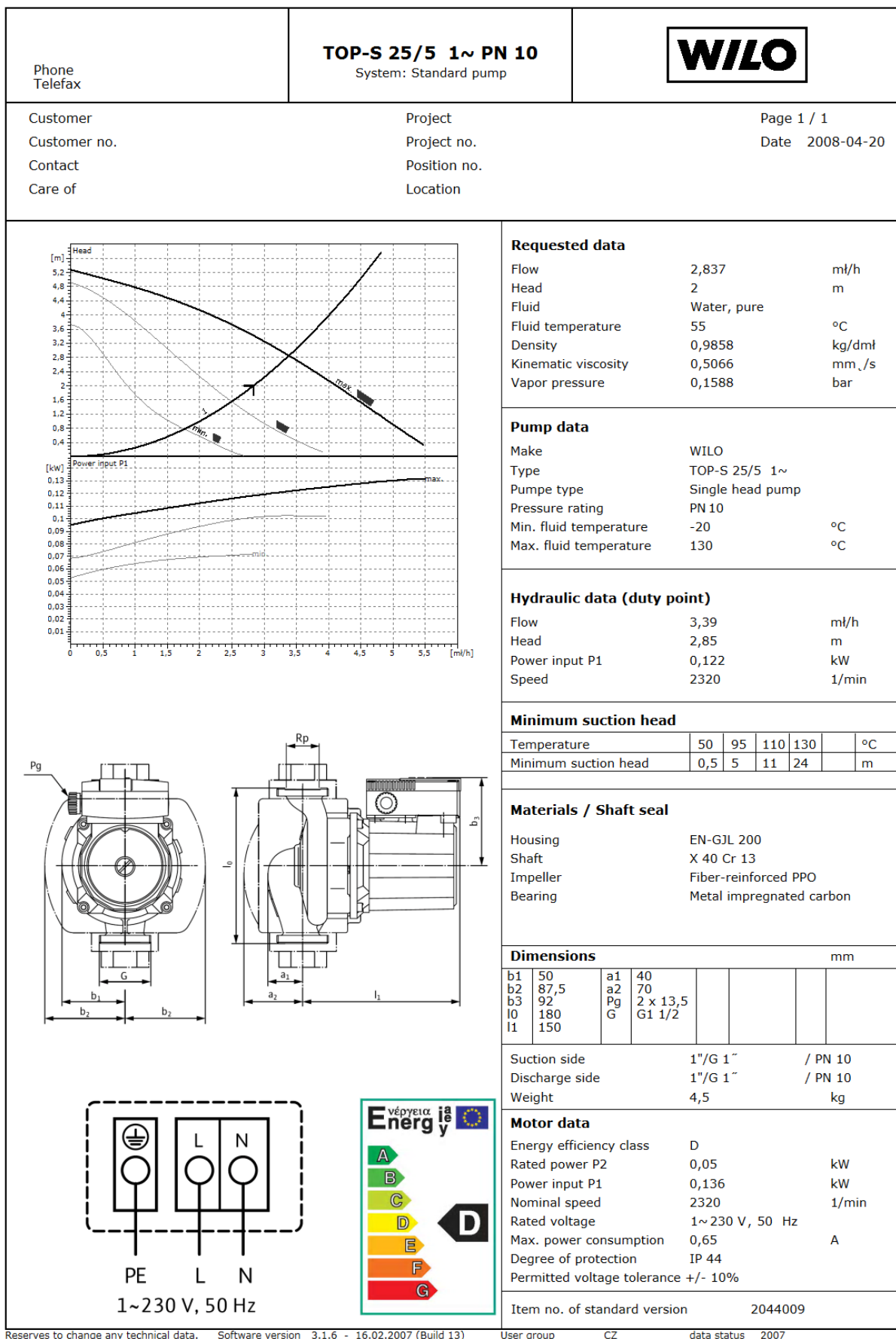
User group

CZ

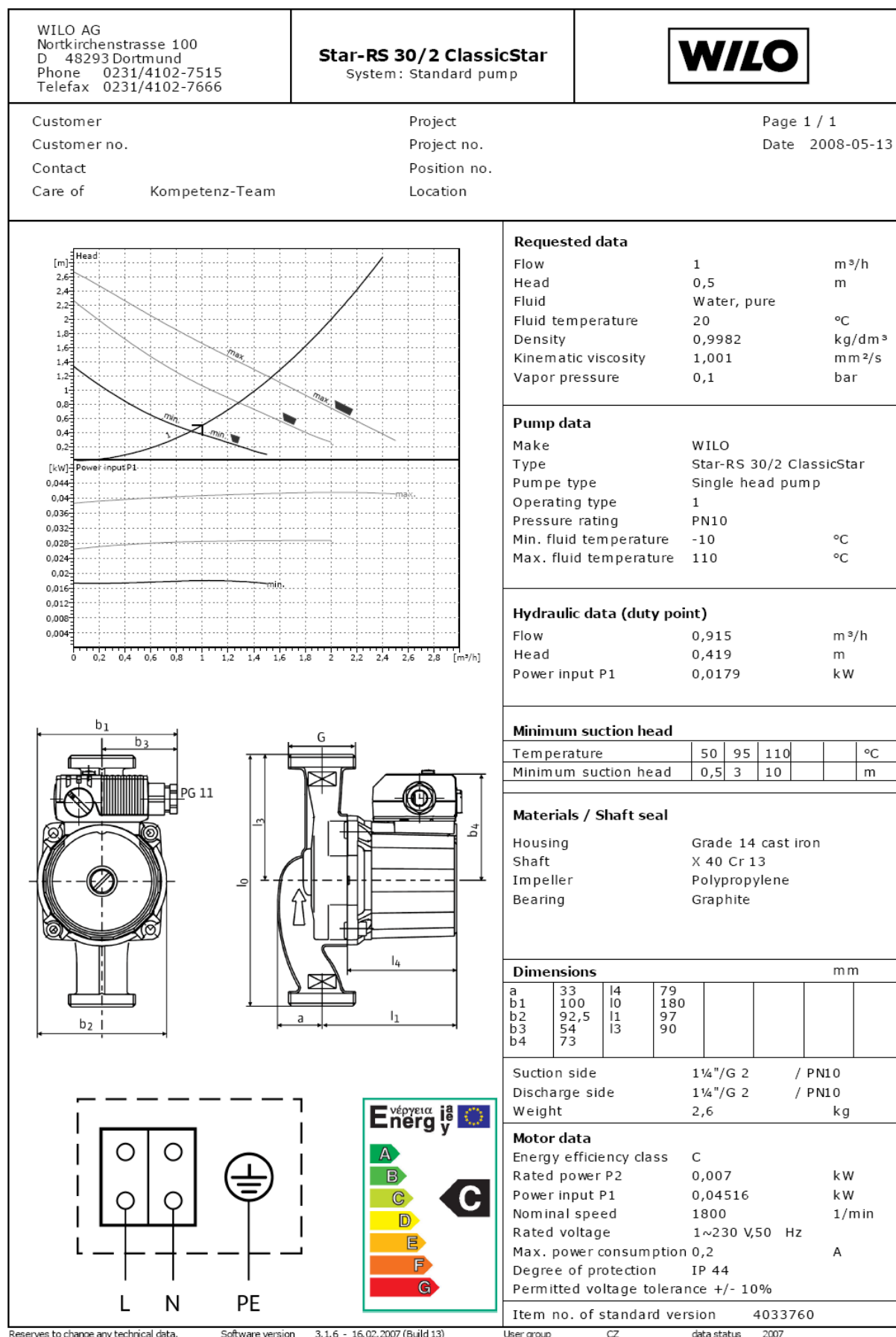
data status

2007

Obr. 23 Navržené čerpadlo [31]



Obr.24 Navržené čerpadlo [31]



Reserves to change any technical data.

Software version 3.1.6 - 16.02.2007 (Build 13)

User group CZ data status 2007

Obr.25 Navržené čerpadlo [31]

4.9 Návrh expanzní nádoby

Objem uzavřené expanzní nádoby je určen z expanzního objemu (1,3 násobek zvětšení objemu vody v systému při ohřátí z 10 °C na návrhovou teplotu, která je v tomto případě 55 °C) ze vztahu

$$V_e = 1,3 \cdot V_o \cdot \Delta v \cdot \frac{A}{A - p_1}$$

kde je V_o (m ³)	objem vody v celém systému
Δv (-)	poměrné zvětšení objemu vody (při ohřátí z 10 °C na návrhovou teplotu topné vody $t_p = 50$ °C je $\Delta v = 0,014$),
A (kPa)	nejvyšší provozní tlak soustavy (pro TČ IVT Greenline je nejvyšší provozní přetlak 250 kPa; tomu odpovídá absolutní tlak $A = 250 + 100 = 350$ kPa),
p_1 (kPa)	nejnižší provozní tlak soustavy (tj. tlak, při kterém je ještě zajištěno plné zavodnění soustavy) je roven nejvyššímu absolutnímu statickému tlaku v otopné soustavě $p_1 = p_s + 100 = \rho \cdot g \cdot h + 100$; pro střední hustotu $\rho = 995$ kg/m ³ při $t_m = 40$ °C, tíhové zrychlení $g = 9,80665$ m/s ² a pro výšku nejvýše vzdáleného tělesa od zdroje tepla $h = 5$ m + 5 m rezerva je $p_1 = 995 \cdot 9,80665 \cdot 10 + 100000 = 178000$ Pa = 198 kPa.

Vodní objem otopné soustavy

Kotel $V_k = 20$ l

Potrubí $V_p = 175$ l

Otopná tělesa $V_{ot} = 70$

Ostatní zařízení $V_{ost} = 875$ l

$V_o = V_k + V_{ost} + V_{ot} + V_p = 20 + 175 + 70 + 875 = 1140$ l

Objem expanzní nádoby:

$$V_e = 1,3 \cdot 1,140 \cdot 0,014 \cdot \frac{350}{350 - 198} = 0,04775 \text{ m}^3 = 47,775 \text{ l}.$$

Jako expanzní nádobu jsem zvolil Reflex N 50/6 50l,6 barva červená

3.10 Výpočet pojistného ventilu

Výpočet vychází z ČSN 06 0830 - Zabezpečovací zařízení pro ústřední vytápění a ohřívání užitkové vody. Výpočet řeší návrh pojistného ventilu a pojistného potrubí jako ochrany proti překročení nejvyššího dovoleného přetlaku. Předpokládá se teplovodní nebo horkovodní otopný systém.

Výpočet pojistného ventilu

Pojistný výkon Q_p (kW) je roven přímo jmenovitému výkonu zdroje tepla

$$Q_p = Q = 32,9 \text{ kW}.$$

Byl zvolen membránový pojistný ventil firmy Duko Meibes 1/2"x3/4"KD. Výpočet pojistného ventilu pro zdroj tepla je proveden dle ČSN 06 0830 a TP H 131 96.

Pojistný průtok V_p (m³/h), kterým se odvede pojistný výkon, se stanoví ze vztahu

$$V_p = 10^{-3} \cdot Q_p$$

Průřez sedla pojistného ventilu S_o (mm²), pro vodu je dán vztahem

$$S_o = \frac{2 \cdot Q_p}{\alpha_v \cdot p_{ot}^{0,5}},$$

kde je α_v (-) výtokový součinitel pojistného ventilu (pro předběžně zvolený ventil Duko Meibes 1/2"x3/4"KD ($\varnothing d_o = 13$ mm) je součinitel $\alpha_v = 0,44$),
 p_{ot} (kPa) otevírací přetlak pojistného ventilu ($p_{ot} = 250$ kPa)

Pojistný průtok tedy je

$$V_p = 10^{-3} \cdot 32,9 = 0,0329 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1},$$

průřez sedla pojistného ventilu potom je

$$S_o = \frac{2 \cdot 32,9}{0,44 \cdot 250^{0,5}} = 9,46 \text{ mm}^2,$$

z toho minimální průměr sedla ventilu je

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot S_o}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,46}{\pi}} = 3,5 \text{ mm}.$$

Hodnota $d_o = 3,5$ mm je bezpečně menší než předběžně zvolená nejbližší vyšší hodnota 13 mm. Pojistný ventil vyhovuje, je tedy navržen z katalogu Duko Meibes 1/2"x3/4"KD.

4.11 Návrh směšovací ventilu

Dle daného vztahu pro K_v jsem vypočítal z výstupních hodnot hodnotu K_v . Pro vypočtenou hodnotu K_v jsem našel nejbližší hodnotu v tabulce na tab.14. Poté jsem upravením tohoto vztahu získal tlakovou ztrátu směšovacího ventilu.

$$K_v = (10 \cdot V) \cdot \sqrt{(\rho / \Delta p)}$$

1. Větev s otopnými tělesy

$\rho=985,6$ $\Delta p=5$ kPa $V=1,702$ m³/h $K_v=7,72$

volím $K_v=8$ (3MG25-8) kdy tlaková ztráta směšovacího ventilu=4,5 kPa

2. Větev Podlahové vytápění

$\rho=985,6$ $\Delta p=5$ kPa $V=0,492$ m³/h $K_v=2,213$

volím $K_v=2,5$ (3MG15-2,5) kdy tlaková ztráta směšovacího ventilu=3,7 kPa

3. Větev vytápění bazénu

$\rho=985,6$ $\Delta p=5$ kPa $V=0,196$ m³/h $K_v=0,881$

volím $K_v=1$ (3MG15-1) kdy tlaková ztráta směšovacího ventilu=2,624 kPa

Tab.14 Tabulka směšovacích ventilů[29]

Objednáací číslo	Typ	Dimenze	Hodnota	Připojení	Rozměry /mm				Netěsnost v % z průtoku		Hmotnost kg
		DN	K _{vs}		A	B	C	D	směšování	rozdělování	
3-cestné provedení											
11000200	3MG 15	15	0,6	RP 1/2"	36	72	32	70	0,2	0,2	0,7
11000300	3MG 15	15	1	RP 1/2"	36	72	32	70	0,2	0,2	0,7
11000400	3MG 15	15	1,2	RP 1/2"	36	72	32	70	0,1	0,1	0,7
11000500	3MG 15	15	1,6	RP 1/2"	36	72	32	70	0,1	0,1	0,7
11000100	3MG 15	15	2,5	RP 1/2"	36	72	32	70	0,1	0,05	0,7
11000700	3MG 20	20	4	RP 3/4"	36	72	32	70	0,1	0,05	0,6
11001100	3MG 20	20	6,3	RP 3/4"	36	72	32	70	0,1	0,05	0,7
11001600	3MG 25	25	8	RP 1"	36	72	32	70	0,1	0,05	0,7
11002400	3MG 25	25	12	RP 1"	44	88	36	74	0,1	0,05	1,0
11002700	3MG 32	32	18	RP 1 1/4"	44	88	37	75	0,1	0,05	1,0
11002100	3MG 22	20	6,3	22 mm cpf	49	98	32	70	0,1	0,05	0,8
11002300	3MG 28	25	8	28 mm cpf	51	102	32	70	0,1	0,05	1,0
11001300	3MG A 20	20	6,3	G 1"	41	82	32	70	0,1	0,05	0,7
11005400	3MG A 20	20	10	G 1"	41	82	32	70	0,1	0,05	0,7
11002600	3MG A 25	25	12	G 1 1/4"	47	94	36	74	0,1	0,05	1,0
11002900	3MG A 32	32	18	G 1 1/2"	49,5	99	37	75	0,1	0,05	1,1
11001500	3MG R 20	20	6,3	G 1"	40	80	32	70	0,1	0,05	0,7
4-cestné provedení											
11003400	4MG 15	15	2,5	RP 1/2"	36	72	32	70	1,9		0,9
11003600	4MG 20	20	4	RP 3/4"	36	72	32	70	1,1		0,8
11003900	4MG 20	20	6,3	RP 3/4"	36	72	32	70	1,0		0,8
11004200	4MG 25	25	8	RP 1"	36	72	32	70	1,0		0,9
11004700	4MG 25	25	12	RP 1"	44	88	36	74	1,0		1,1
11004900	4MG 32	32	18	RP 1 1/4"	36	72	37	75	1,0		1,2
11004100	4MG A 20	20	6,3	G 1"	41	82	32	70	1,0		0,7

Připojení: RP - vnitřní závit, G - vnější závit, cpf - svěrné kroužky (na měď)

4.12 Regulační armatura

Kvůli rozdílnému teplotnímu spádu a průtoku za a před směšovací armaturou musíme dát do větve podlahového vytápění objektu a podlahového vytápění bazénu tzv. zkrat. Z průtoku který bude protékat zkratem a tlakové ztráty odečteme z grafu obr.26,27 nastavení regulační armatury. Regulační armaturu jsem navrhnul ventil Mikroterm s možností nastavení závislosti průtoku a tlakové ztráty.

2. Větev Podlahové vytápění

$\Delta p=4,6$ kPa $Q=648,8$ l/h

Volím MIKROTERM G1-5.5

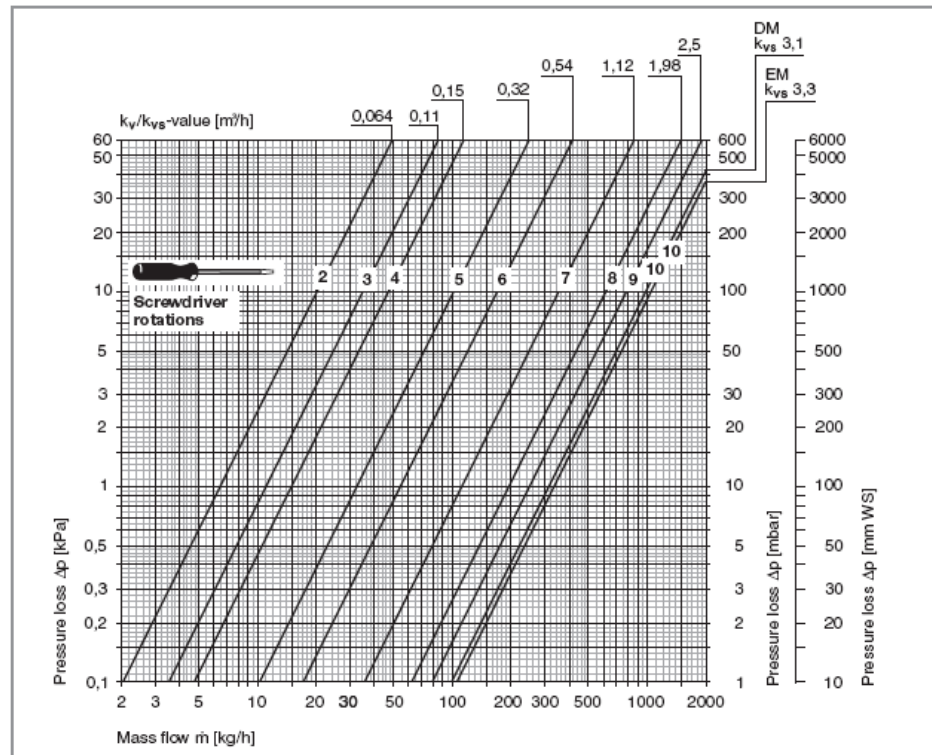
3. Větev vytápění bazénu

$\Delta p=8,954$ kPa $Q=194,1$ l/h

Volím MIKROTERM G3/4-6,2

Diagram NW 20 (3/4")

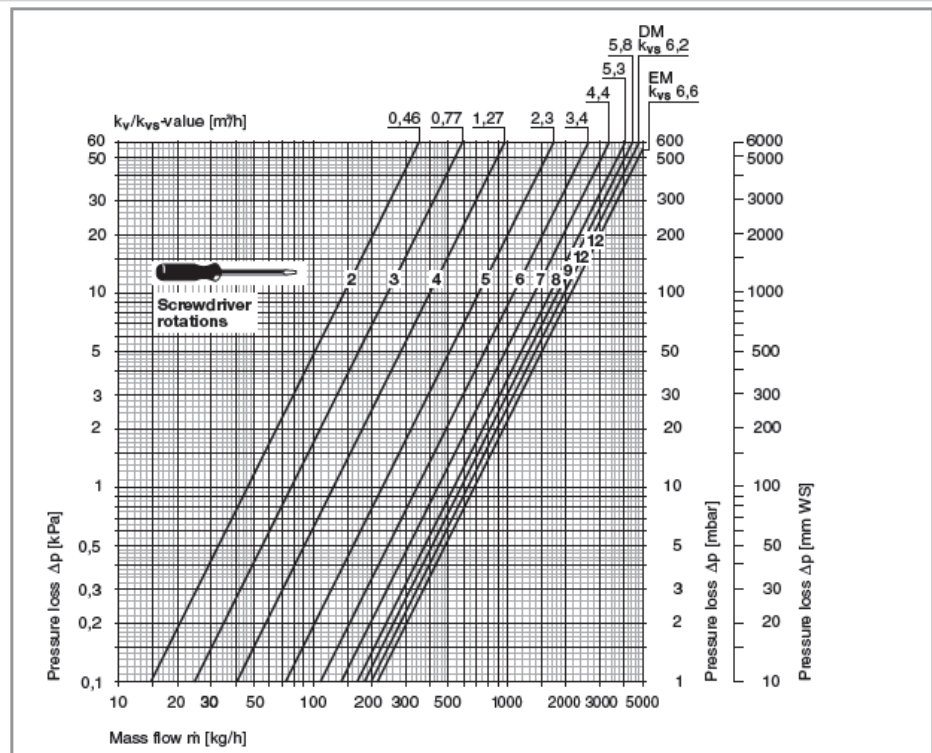
EM (angle)
DM (straight)
0121-03 / 0122-03



Obr. 26 Graf MIKROTERM 1" [28]

Diagram NW 25 (1")

EM (angle)
DM (straight)
0121-04 / 0122-04



Obr. 27 MIKROTERM G3/4" [28]

4.13 Doplňovací zařízení, dávkování chemikálií

U otopných soustav, kde je použita řada materiálů s rozdílnou elektropozitivitou (železo, měď atd.) může dojít ke vzniku elektrochemické koroze, z tohoto důvodu je nutné přidávat do topného média chemické látky, které tomuto jevu zabrání. K dávkování chemikálií a doplňování vody je použita průtočná nádoba DETO DN 100, která je připojena na potrubí. Dávkování chemikálií bude určeno podle rozboru vody v místě.

Voda v topném systému

Kvalita oběhové vody je rozhodující pro dlouhodobý bezporuchový chod topného systému. Je nutné si uvědomit, že voda, která ve všech parametrech odpovídá kvalitě pitné vody bez úpravy, většinou nevyhovuje pro topné soustavy. Vlastnosti vody pro použití v topných systémech určuje norma ČSN 07 7401. Důležité jsou zejména hodnoty tvrdosti, solnosti, kyselosti a obsahu rozpuštěných plynů ve vodě.

Kyselost - pH je významným kritériem pro korozní chování systému. Z důvodu minimalizace korozní účinnosti vody by hodnota pH měla odpovídat použitým materiálům. Pro měď by měla hodnota pH dosahovat maximálně hodnot 8,5 až 9.

Tvrdost vody určuje obsažené množství Ca_{2+} a Mg_{2+} solí, které změnou rozpustnosti při provozních podmínkách tvoří prakticky nerozpustné uhličitany. Vodní kámen se vylučuje převážně na výměňkových plochách, regulačních ventilech, atd. Během tvorby vodního kamene se uvolňuje oxid uhličitý, který způsobuje zavzdušnění systému a za určitých podmínek i plošnou korozi. Pro otopné soustavy je vhodné používat vodu s tvrdostí nepřesahující 5,6 °N.

Solností se vyjadřuje součet všech rozpuštěných solí v dané vodě. Solnost vody je přímo úměrná její elektrické vodivosti. Vysoká solnost vody napomáhá elektrolytické korozi a to zejména při použití různých druhů kovů (měď, železo). Vhodná je voda s vodivostí pohybující se do 0,5 mS/cm.

Obsah rozpuštěných plynů ve vodě závisí na její teplotě a tlaku plynů. U topné vody se vyskytuje rozpuštěný vzduch obsahující zejména N_2 , O_2 a CO_2 . Převážnou většinu rozpuštěných plynů je možno z topného systému odstranit odvzdušněním. K difusi kyslíku dochází např. při použití podlahového topení zhotoveného z plastového potrubí. I plastové potrubí s kyslíkovou bariérou odpovídající normě netvoří 100 % zábranu proti difuzi kyslíku. V tomto případě dochází k opakovanému vniknutí kyslíku do systému. Pro jeho odstranění je do okruhu zařazen SPIROVENT.

4.14 Provoz otopné soustavy

Při montáži je nutno dbát bezpečnostních opatření dle norem a vyhlášek uvedených v kap.13 a postupovat dle montážních pokynů výrobců jednotlivých zařízení. Provoz zdroje tepla bude automatický s občasnou obsluhou.

Po ukončení montáže bude provedena tlaková zkouška, při uvedení do provozu topná zkouška v době trvání min. 24 hodin. Ostatní zkoušky budou provedeny dle ČSN 06 0310.

Při provozu otopné soustavy je nutná zejména:

- vizuální kontrola stavu zařízení,
- kontrola poruchových a provozních stavů dle signalizace,
- kontrola hodnot na měřících zařízeních,
- kontrola těsnosti topného systému,
- kontrola stavu zanesení filtrů a dle potřeby čištění filtrů,
- pravidelná údržba jednotlivých prvků (tepelné čerpadlo, oběhová čerpadla, regulační prvky,
- expanzní nádoba) dle příslušného návodu k použití,
- odvzdušňování potrubí,
- kontrola hodnoty pH,
- při zahájení každé topné sezóny kontrola kvality oběhové vody a dle potřeby doplnění příslušných chemických prostředků.

4.15 Výpočet spotřeby tepla na vytápění a ohřev teplé užitkové vody

Spotřeba tepla obecně je množství tepla, které se spotřebuje za určité časové období (1 rok), nebo přesněji za 1 topnou sezónu. Teplo, které je nutno dodávat do vytápěných místností, aby při daných tepelně izolačních a tepelně akumulacích vlastnostech stavby, při daných klimatických poměrech a při daném otopném režimu bylo dosaženo požadované vnitřní teploty je tzv. teoretická spotřeba tepla. Skutečná spotřeba tepla při vytápění je větší než teoretická spotřeba tepla o tepelné ztráty při výrobě, při rozvodu a při dodávce tepla do místností.

4.15.1 Teplo pro vytápění

Při vytápění se obvykle zjišťuje roční spotřeba tepla, tj. spotřeba za otopné období d dnů (obvykle počet dnů s teplotou nižší než zvolená mezní t_{em} , např. $t_{em} = 12\text{ °C}$).

4.15.1.1 Teoretická spotřeba tepla

Teoretická spotřeba tepla Q_d (J) při nepřerušovaném vytápění se spočítá ze vztahu

$$Q_d = 24 \cdot 3600 \cdot \varepsilon \cdot Q \cdot \frac{d \cdot (t_i - t_{es})}{t_i - t_{ev}} = 8,64 \cdot 10^4 \cdot \varepsilon \cdot Q \cdot \frac{D}{t_i - t_{ev}},$$

kde je Q (W)	maximální tepelná ztráta (spočteno dle ČSN 06 0210 $Q = 14020$ W),
d (-)	délka otopného období
t_i (°C)	požadovaná vnitřní teplota (většinou $t_i = 22\text{ °C}$),
t_{es} (°C)	střední venkovní teplota

t_{ev} (°C)	nejnižší (výpočtová) venkovní teplota
D (den.K)	počet tzv. denostupňů, $D = d \cdot (t_i - t_{es})$,
ε (-)	opravný součinitel vyjadřující vliv nesoučasnosti přírážek pro výpočet tepelné ztráty na zmenšení skutečného otopného příkonu za normálních okolností je $\varepsilon = 0,6 \div 0,85$; volím $\varepsilon = 0,75$).

$$Q_d = 24 \cdot 3600 \cdot 0,75 \cdot 37888 \cdot \frac{260 \cdot (22 - 2,7)}{20 - (-17)} = 332970393600 \cdot J = 333 GJ$$

4.15.1.2 Skutečná spotřeba tepla

Skutečná roční spotřeba tepla pro vytápění je větší o tepelné ztráty při výrobě, rozvodu a dodávce tepla než teoretická spotřeba.

Skutečná spotřeba tepla $Q_{d \text{ skut.}}$ (J) se dá tedy vyjádřit vztahem

$$Q_{d \text{ skut.}} = \frac{Q_d}{\eta_K \cdot \eta_R \cdot \eta_O},$$

kde je η_K (-) účinnost zdroje tepla ($\eta_K = 0,96$),

η_R (-) účinnost rozvodu otopného média (obvykle $\eta_R = 0,95 \div 0,98$, zvoleno $\eta_R = 0,97$),

η_O (-) účinnost obsluhy (pro topný systém rodinného domku je možné zvolit $\eta_O = 1$).

$$Q_{d \text{ skut.}} = \frac{332970393600}{0,96 \cdot 0,97 \cdot 1} = 357,57 \text{ GJ}$$

4.15.1.3 Spotřeba energie

Roční spotřeba energie $E_{celk.}$ (MWh) přepočte podle vztahu

$$E_{celk.} = Q_{d \text{ skut.}} \cdot \frac{10^{-6}}{3600}.$$

$$E_{celk.} = 3,5757 \cdot 10^{11} \cdot \frac{10^{-6}}{3600} = 99,325 \text{ MWh}$$

4.15.2 Spotřeba tepla na ohřev TUV

Roční spotřeba tepla skutečná (zvětšená o ztráty rozvodu TUV) zohledňuje rozdílnou teplotu studené vody během roku a součinitelem 0,8 i snížení potřeby TUV v létě. Roční spotřeba tepla na ohřev TUV $Q_{TUV,r}$ (J) se spočítá ze vztahu:

$$Q_{TUV,r} = Q_{TUV,d} \cdot \left(d + 0,8 \cdot \frac{55 - t_{svL}}{55 - t_{svZ}} \cdot (365 - d) \right) \cdot \frac{1}{\eta_R},$$


kde je $Q_{TUV,d}$ (J/den) denní spotřeba tepla na ohřev TUV (pro jednu osobu je udávána dle ČSN 06 0320 hodnota 20 000 kJ/osobu . den; dům bude obývat 4 až 5 osob, proto bylo zvoleno 4,5 osob, pak $20 \cdot 4,5 = 90\,000$ kJ/den),
 t_{svL} (°C) teplota studené vody v létě (obvykle 15 °C),
 t_{svZ} (°C) teplota studené vody v zimě (od 5 do 10 °C, zvoleno 10 °C).
 η_R (-) účinnost rozvodu TUV (v rozmezí 0,95 až 0,98; voleno 0,98).

$$Q_{TUV,r} = 90 \cdot 10^6 \cdot \left(260 + 0,8 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 10} \cdot (365 - 260) \right) \cdot \frac{1}{0,98} = 30,73 \cdot 10^9 \text{ J} = 30,73 \text{ GJ} = 8,54 \text{ MWh}.$$

poznámka: jsou počítány pouze náklady na vytápění a ohřev teplé užitkové vody bez nákladů na ohřev bazénové vody a vzduchotechniku bazénu.

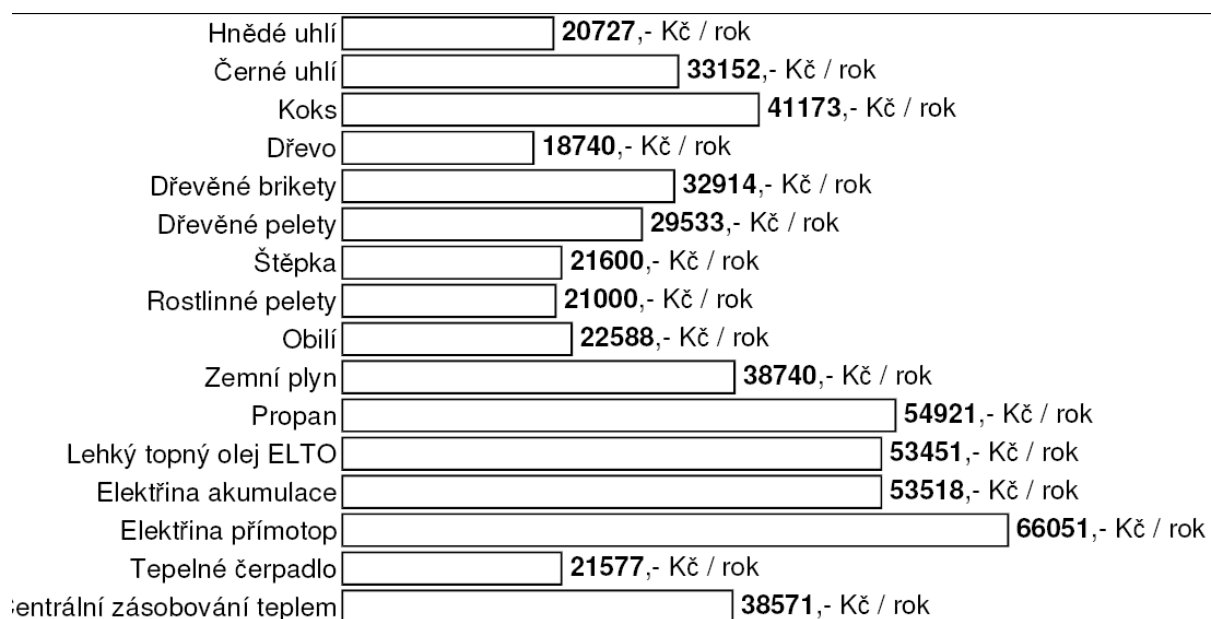
4.16 Porovnání nákladů na vytápění podle druhu paliva

Porovnání cen dle cen Platných od 1.1 2008

<input checked="" type="radio"/>	Spotřeba tepla:	<input type="text" value="108"/>	GJ =	<input type="text" value="30"/>	MWh 
<input type="radio"/>	Spotřeba paliva:	<input type="text" value="3339"/>	Zemní plyn (m3) - Kotel nízkoteplotní (95%)		

podle zadané spotřeby

Obr. 27 Zadání do programu na stránce www.tzb-info.cz [34]



Obr. 29 Spotřeba Kč/rok dle druhu paliva [34]

Jak je vidět z obr.29 jsou náklady na vytápění a ohřev TUV tepelným čerpadlem zhruba na úrovni ohřevu z dřevěných palet a hnědého uhlí. Vzhledem k nejvíce používanému zemnímu plynu nebo centrálnímu zásobování teplem činí roční náklady cca 56 %. Do výpočtu není uvažován fakt, že 20 hodin denně je celý objekt zásobován elektrickou energií s sazbou pro tepelná čerpadla a tedy vznikají i další velmi výrazné úspory provozních nákladů na provoz domácích elektrospotřebičů, světel apod. Po započtení všech těchto úspor se tepelné čerpadlo stává provozně nejlevnějším zdrojem tepla.

4. Závěr

Při výpočtu součinitele prostupu tepla U_n jsem zjistil , že některé konstrukce neodpovídají požadavkům ČSN 730540, požadovaným hodnotám a proto jsem navrhnul zesílit zateplení tak, aby požadované hodnoty byly splněny. Myslím si , že vzhledem k navrženému zdroji by bylo vhodné zvýšit zateplení obvodových konstrukcí nebo stropů tak, aby součinitele U_n odpovídaly doporučeným hodnotám normy.

U navržené kombinace podlahového vytápění s otopnými tělesy a zdrojem tepla tepelným čerpadlem vzniká problém s nízkou teplotou topné vody do těles a konvektorů , což má za následek velkou otopnou plochu těles , nebo malý výkon konvektorů. Dostáváme se také do rozporu s požadavkem na co nejnižší výstupní teplotu topné vody z tepelného čerpadla vzhledem k topnému faktoru , velikosti a cenou otopných těles , či cenou a výkonem konvektorů. Zřejmě by stálo za úvahu vylepšit tepelné ztráty domu zlepšením součinitelů prostupu tepla tak, aby bylo možno používat k vytápění jenom podlahové vytápění bez otopných těles. Zde by rovněž stálo za úvahu zvážit tepelné zisky a ztráty velkým prosklením domu a toto prosklení po domluvě s architektem minimalizovat.

Jak je uvedeno v části porovnání nákladů , tak je vidět , že tepelné čerpadlo je velice provozně úsporný zdroj tepla, kterému ve větším rozšíření brání pouze jeho cena. To souvisí s dotační a energetickou politikou státu a větší podporou tomuto bezesporu úspornému a ekologickému vytápění.

Z materiálů a zkušeností firmy IVT zabývající se výrobou a provozem tepelných čerpadel plyne, že pokud je to možné je nejvýhodnější použití tepelných čerpadel s kolektory ve srovnání s vrty nebo vzduchem .

V zapojení celého systému vytápění , podlahového vytápění , ohřevu vody , vzduchotechniky a bazénového výměníku jsem musel řešit složitost zapojení jednotlivých okruhů v závislosti na maximálním využití výkonu tepelného čerpadla a regulace . Důležitá byla současnost provozů jednotlivých odběrů tepla , četnost startů čerpadla , správné stanovení velikosti čerpadla a doplňkového zdroje , možnost akumulace tepla do akumulární nádoby a schopnost regulace uřídit spínání jednotlivých okruhů tak , aby nebyl ohrožen komfort a byl zajištěn požadovaný stav vnitřního prostředí stavby.

5.Použitá literatura

Odborné publikace a skripta:

- [1] Brož, K. Vytápění. Vydavatelství ČVUT, Praha, 1998.
- [2] Bašta, J. Otopné plochy. Vydavatelství ČVUT, Praha, 2001.
- [3] Bašta, J. Hydraulika a řízení otopných soustav. Vydavatelství ČVUT, Praha, 2002.
- [4] Hloušek, J. a kol.: Termomechanika. Nakladatelství VUT v Brně, Brno, 1992.
- [5] Cihelka, J. Vytápění a větrání. SNTL, Praha 1975.
- [6] Kabele, K. Vytápění nízkoenergetických domů. VVI 2/2003.

Použité normy:

- [7] ČSN 06 0210 Výpočet tepelných ztrát při ústředním vytápění.
- [8] ČSN 06 0310 Ústřední vytápění. Projektování a montáž.
- [9] ČSN 060820 Tepelné soustavy v budovách-příprava teplé vody-Navrhování a projektování
- [10]
- [11] ČSN 06 0830 Zabezpečovací zařízení pro ústřední vytápění a ohřívání užitkové vody.
- [12] ČSN 73 0540 Tepelná ochrana budov.
- [13] ČSN 73 0540-2 Tepelná ochrana budov.
- [14] ČSN 73 0540-3 Tepelná ochrana budov.
- [15] ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostor
- [16] ČSN EN 12828 Tepelné soustavy v budovách-Navrhování teplovodních tepelných soustav
- [17] ČSN EN ISO 13790 Tepelné chování budov-výpočet energie na vytápění
- [18] ČSN EN 12831 Tepelné soustavy v budovách-výpočet tepelného výkonu

Související normy:

- [19] ČSN 07 7401 Vlastnosti vody pro otopné systémy.
- [20] ČSN EN 1264 Podlahové vytápění – Soustavy a komponenty.

Technická pravidla:

- [21] TP H 131 96 Zabezpečovací zařízení pro ústřední vytápění a ohřívání užitkové vody.
Vyhláška 193/2007,152/2001,
Zákon 406/2000 sb.,177/2006

Technické a projekční podklady firem:

- [22] IVT (tepelná čerpadla)
- [23] Giacomini (podlahové topení, armatury)
- [24] Reflex (expanzní nádoba)
- [25] Wilo (čerpadla)
- [26] Heimeier(Mikrotherm,hydrolux)
- [27] ESBE(regulační armatury)

Výpočtový software:

- [28] Firemní software firmy Wilo
- [29] Wilo Select 3.1.6 (návrh čerpadel)
- [30] Firemní software firmy Protech
- [31] TZ v.9.8.6 (Tepelné ztráty)
- [32] PODLAHY 3.3.0
- [33] DIMOS 3.3(hydraulický výpočet)

Internetové stránky

- [34] www.tzb-info.cz
- [35] http://www.ptas.cz/smluvni_odberatele/hluk

SEZNAM PŘÍLOH

Půdorys 1.PP

Půdorys 1.NP

Půdorys 2.NP

Celkové schéma zapojení tepelného čerpadla

Izometrické schémata vytápění objektu otopnými tělesy

Izometrické schémata vytápění objektu podlahovým vytápěním, VZT a vytápění bazénu

Výpočet podlahové vytápění

Výpočet hydraulického systému